№ 5—6 Warszawa, 25 maja 1938 r. Rok XVI

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO ZWIĄZKU STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Związek Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 6. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

WIESŁAW CHRZANOWSKI, Prof., Dr. inż.

OBECNIE DOMINUJĄCE KIERUNKI W BUDOWIE TURBIN PAROWYCH.

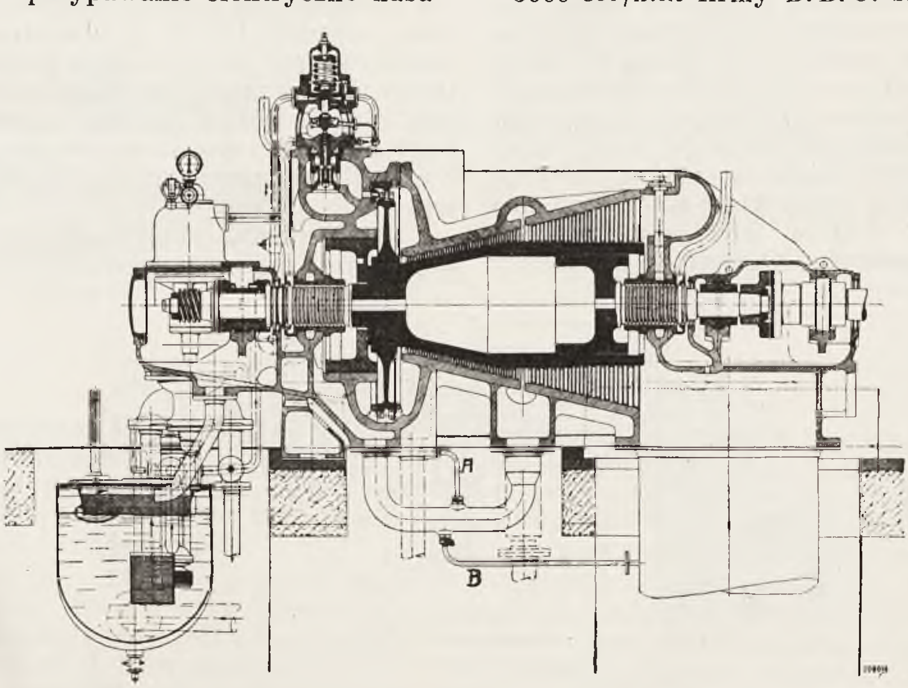
(Por. *Technika Cieplna*, 1938, str. 54).

Od firmy *Asea*, która buduje znane turbiny reakcyjne Ljungstroem'a ustroju promieniowo-przeciwbieżnego nie otrzymałem żadnych materiałów, wobec czego nie mogę przedstawić obecnie dominującego kierunku w rozwoju tych turbin.

Fabryka *B. B. C.* czyli *Brown - Boveri* w Baden i w Mannheim, która zasadniczo buduje system Curtis w połączeniu z wielostopniową częścią reakcyjną, nie zmieniła konstrukcji turbin dla mocy średniej, stosując wirnik bębnowy dla mocy od 1000 do 4000 *kW*, względnie 6000 *kW*, zależnie od stanu pary dolotowej i temperatury wody chłodzącej (rys. 7); — w typie tym wał turbogeneratora spoczywa w czterech łożyskach.

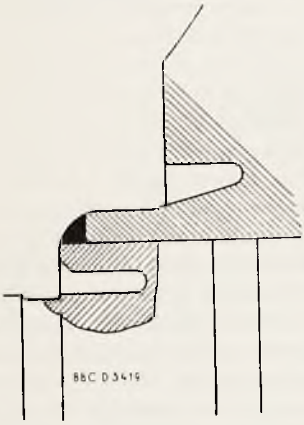
Dla mocy większych natomiast *B. B. C.* używa typów, w których stosuje się w szerokiej mierze spawania na obwodzie pełnych tarcz wirnikowych, więc nie osłabionych otworem na wał. W ostatnim czasie firma ta wykonywa także przypawanie elektryczne nasadzonych na wał wirników po stronie wysokoprężnej, oraz przy bardzo wysokiej temperaturze pary przypawanie łopatek wirnikowych do tarczy. Pierwsze widzimy na rys. 8;— piasta wirnika, nasadzona ze skurczem na wał, posiada oprócz tego połączenie sprężystych części wału i piasty za pomocą spawania. W ten sposób zapewnione jest centrowanie na wypadek obluźnienia się skurczu z powodu dużej różnicy w ogrzaniu się wału i piasty. Przy bardzo wysokiej temperaturze pary stopa łopatki nie jest z wieńcem wirnika połączona w sposób mechaniczny, tylko przez spawanie (rys. 9), przez co unika się t. zw. zamka łopatkowego dla wypełnienia wykroju na wstawianie łopatek. Poszczególne łopatki są do wieńca jeszcze przynitowane, a na zewnętrznym obwodzie połączone ze sobą również za pomocą spawania; — łopatki tworzą więc jedną całość z wirnikiem.

Typy turbin o wielkiej mocy przy $n = 3000$ *obr/min* firmy *B. B. C.* są dość różno-

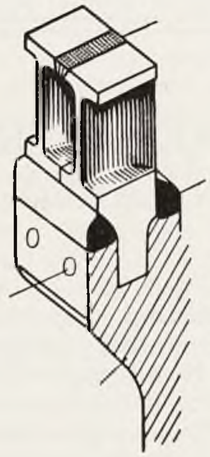


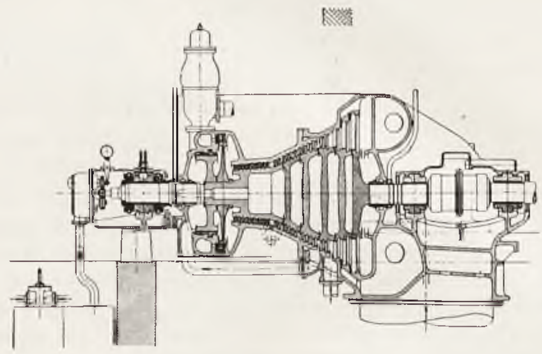
Rys. 7

rodne, zależnie od mocy, ciśnienia i temperatury pary dolotowej, temperatury wody chłodzącej, oraz od wymaganej sprawności. Rys. 10 przedstawia jednokadłubową turbinę o jednostrumieniowym przepływie pary, którą to konstrukcję można stosować aż do 35000 kW przy wodzie chłodzącej $27^0 C$ oraz ciśnieniu pary $p_1 \leq 48$ *atn* i temperaturze $t_1 \leq 450^0 C$; — przy zimniejszej wodzie moc zmniejszy się odpowiednio. Początek części reakcyjnej znajduje się na bębnie, tworzącym jedną całość z wałem po stronie wysokoprężnej; — pierwsze wieńce wirnikowe posiadają tutaj bowiem, ze względu na osiągnięcie dostatecznej długości łopatek przy wymaganym w turbinie reakcyjnej dużym stosunku $u : c_1$, względnie nie dużą średnicę. Dalsza część wirnika składa się z pełnych tarcz, połączonych ze sobą za pomocą spawania. Turbina systemu Curtis— wielostopniowo reakcyjnego wymaga oczywiście dla osiągnięcia dobrej sprawności znacznie większej liczby jakościowej Parsonsa niż turbina akcyjna, czyli znacznie większej liczby stopni ciśnienia, zwłaszcza wobec konieczności używania mniejszych średnic pierwszych wirników reakcyjnych. Mimo to budowa turbiny Curtis — reakcyjna nie potrzebuje być znacznie dłuższa od akcyjnej, bo poszczególny stopień ciśnienia zajmuje mniej miejsca w kierunku osiowym niż w turbinie akcyjnej, w której tarcze kierownicze i wieńce wirników przy wielkiej ich średnicy wymagają dużych wymiarów. Oczywiście najsłabszy profil łopatek na początku części reakcyjnej, zwłaszcza nie usztywnionych względem siebie, powinien być, także ze względu na niezawodność ruchu turbiny, tak silny, aby korozja przy postoju lub przy ruchu turbiny nie mogła spowodować nadmiernego osłabienia łopatek. Celem zmniejszenia zniszczenia łopatek przez erozję znajdują się w niskoprężnej części turbiny kanały odwadniające oraz pobieranie pary do podgrzewania wody zasilającej kotły, a parę o wysokiej temperaturze uchodzącą przez tłok odciążający wpuszcza się do kadłuba turbiny przed jej częścią niskoprężną. Wał turbogeneratora spoczywa w czterech łożyskach.



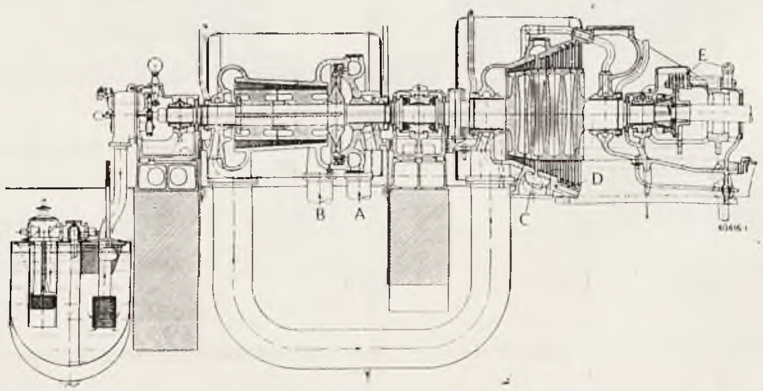
Rys. 8


Rys. 9


Rys. 10

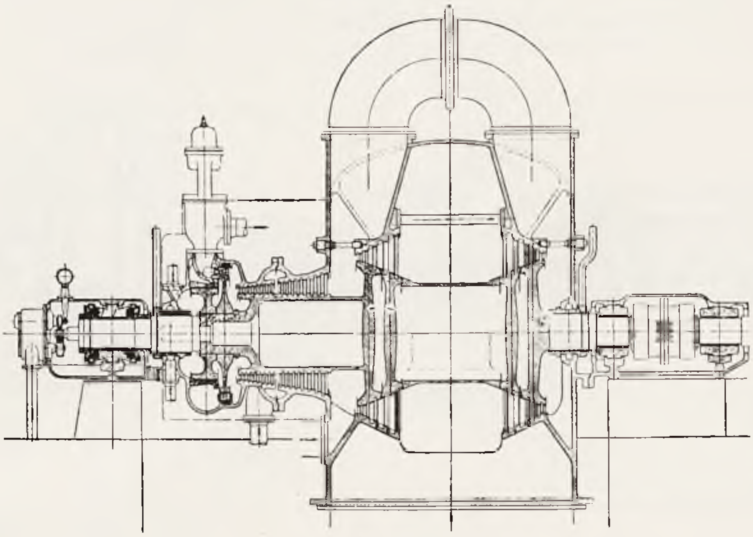
Dla większych spadków adiabatycznych entalpii, więc przy $p_1 > 48$ *atn* i $t_1 > 450^0 C$ fabryka *B. B. C.* zaleca, ze względu na niezawodność ruchu i większą sprawność silnika, używanie dwukadłubowego ustroju (rys. 11) dla mocy aż do 350000 kW przy wodzie chłodzącej o $27^0 C$. Para posiada tutaj jednostrumieniowy, lecz przeciwkierunkowy przepływ pary przez cylindry, skutkiem czego tłok odciążający jest zbędny. Jedynie w braku miejsca stosuje *B. B. C.* turbinę jednokadłubową dla wielkich mocy aż do 50000 kW (temperatura powyżej $425^0 C$) o dwustrumieniowym przepływie pary w części niskoprężnej (rys. 12). Oczywiście w takim wypadku kadłub turbiny jest długi i o dość skomplikowanej, lecz ze względu na przeprowadzenie pary do drugiej części niskoprężnej osobną rurą bardzo umiejętnej konstrukcji.

Jeżeli sprawa miejsca nie odgrywa decydującej roli, a równocześnie ciśnienie pary do-



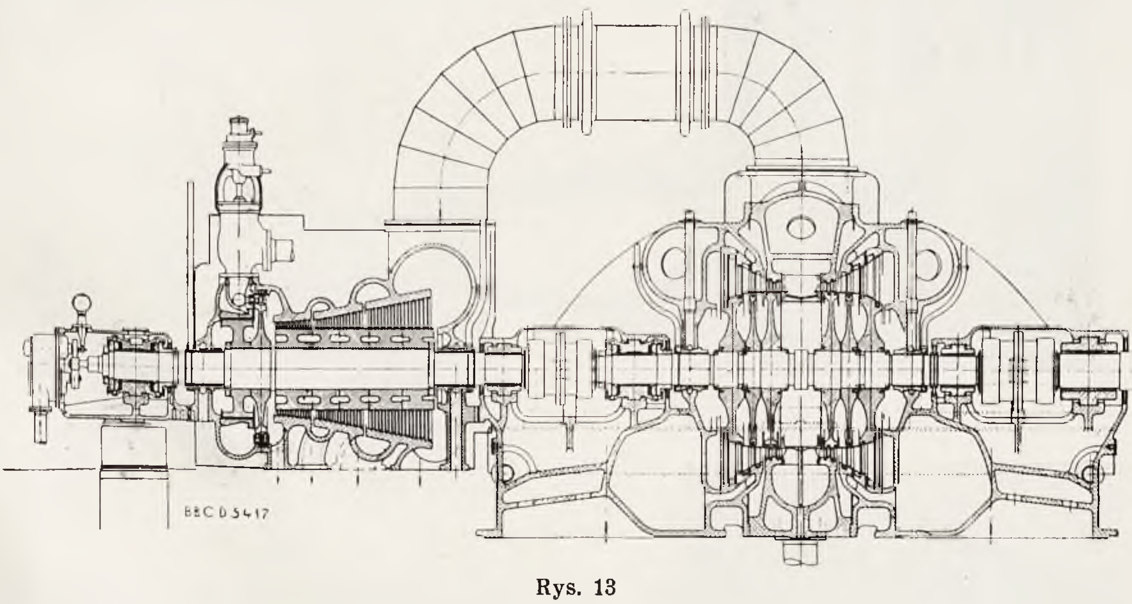
Rys. 11

lotowej jest wyższe od 48 *atn* przy $t_1 > 450^0$ *C*, to wówczas dla obrębu mocy od 35000 do 60000 *kW* (woda 27^0 *C*), względnie 25000 do 50000 *kW* (woda 15^0 *C*), a nawet i mniejszych mocy w pewnych warunkach wchodzi w rachubę tylko typ dwukadłubowy. Ostatni może



Rys. 12

być zaprojektowany według rys. 13, w którym cylinder wysokoprężny posiada tłok odciążający, a niskoprężny — dwukierunkowy przepływ pary (oczywiście tarcze mogą być też spawane). Zamiast tej budowy można także stosować typ dwukadłubowy, w którym



Rys. 13

cylinder wysokoprężny jest wykonany według rys. 11, a niskoprężny jak reakcyjna część rys. 12; — przepływ pary przez cylindry jest przeciwkierunkowy, co usuwa konieczność stosowania tłoka odciążającego.

Przy bardzo wysokich ciśnieniach pary dolotowej powyżej 100 *atn*, przy których podwójne przegrzewanie pary jest bezwzględnie konieczne, firma *B. B. C.* wykonywa trójkadłubowy typ, nie posiadający tłoków odciążających, którego nową konstrukcję ze spawanymi tarczami widzimy na rys. 14.

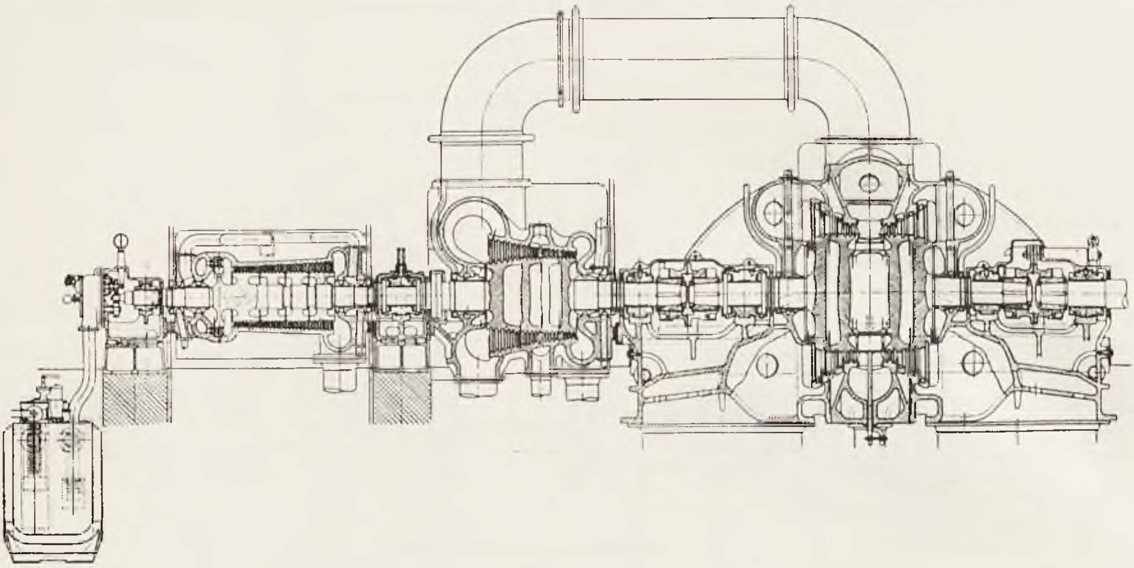
We wszystkich turbinach, w których para posiada większą wilgotność, fabryka *B. B. C.* stosuje w części niskoprężnej urządzenia odwadniające uwidocznione na rys. 15.

Dla bardzo wysokich ciśnień pary dolotowej *B. B. C.* wykonywa od szeregu lat segmenty dysz z jednej części (rys. 16) ze stali szlachetnej, aby uniknąć nieszczelności pomiędzy osobno wstawianymi łopatkami. Te segmenty dysz znajdują się w skrzynkach, wstawianych do kadłuba turbiny i przeważnie do niego przypawanych (rys. 17). Przy zastosowaniu kilku zaworów regulacyjnych nie otrzymuje się wówczas jednak zasilania na nieprzerwanej części obwodu wirnika.

Wytwórnia turbin parowych *E. B* czyli *Pierwsza Berneńska Fabryka* bierze również wybitny udział w nowoczesnym rozwoju turbin jednokadłubowych o bardzo dużej mocy przy $n = 3000$ *obr/min*, zachowując przy tym

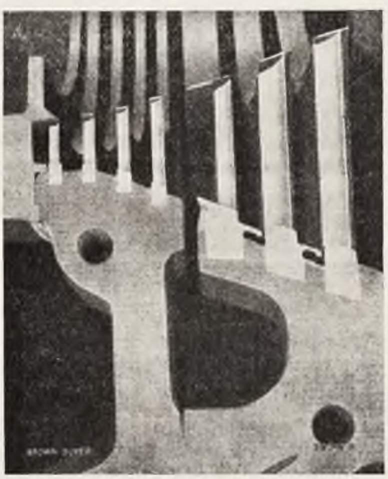
odznaczający się prostotą budowy jednostrumieniowy przepływ pary.

Typy kondensacyjnych turbin fabryki *E. B.* są dość różne, zależnie od mocy, stanów pary przy wlocie i wylocie z turbiny.

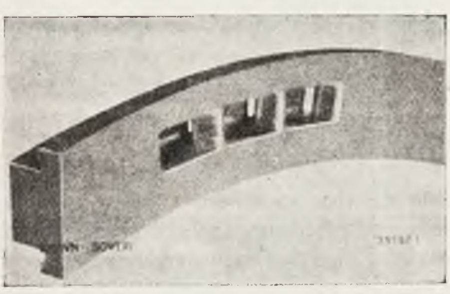


Rys. 14

Ta różnorodność wynika stąd, że fabryka w celu uzyskania wysokiej sprawności turbiny dąży do używania za stopniem regulacyjnym

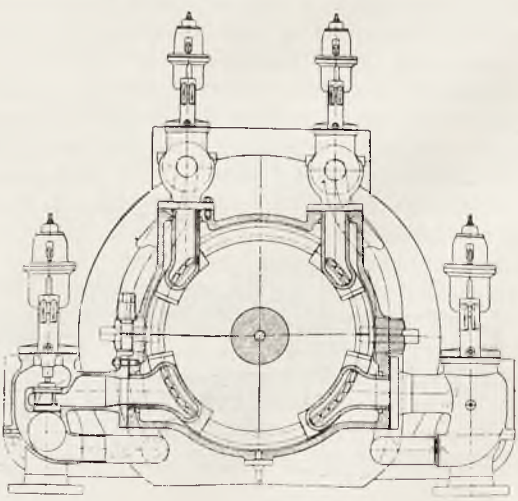


Rys. 15



Rys 16

(koło Curtis'a lub jednowieńcowe akcyjne) systemu reakcyjnego, gdzie tylko warunki na to zezwalają. Jedynie w wypadkach, w których otrzymuje się w pierwszych wirnikach za stopniem regulacyjnym zbyt krótkie łopatki, lub w których nacisk osiowy jest zbyt duży, lub też w których przy stosowaniu bezpośrednio za stopniem regulacyjnym reakcyjnego systemu turbina ze względu na wymaganą wówczas dużą liczbę jakościową Parsons'a wydłużała by się zbytnio, firma *E. B.* umieszcza pomiędzy stopniem regulacyjnym a częścią reakcyjną kilka stopni akcyjnych. Z tej zasady wynikają typy turbin kondensacyjnych przy $n = 3000$ *obr/min*, które fabryka *E. B.* wykonywa dla mocy większej od 1500



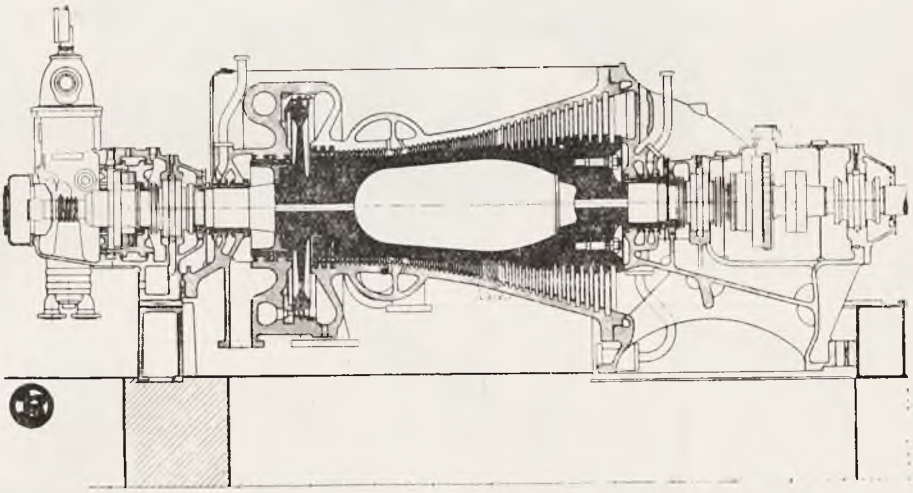
Rys. 17

kW względnie 2500 *kW*, zależnie od temperatury wody chłodzącej 15° *C.* względnie 25° *C.*

W obrębie mocy aż do 6000 *kW* i ciśnienia pary dolotowej aż do 24 *atn* przy $n = 3000$ *obr/min* fabryka *E. B.* stosuje typ o dużej liczbie Parsons'a, uwidoczniony na rys. 18, składający się z koła Curtis'a i wielostopniowej części reakcyjnej, umieszczonej na bębnie. Tłok odciążający jest stosunkowo nie wielki ze względu na zmniejszenie strat pary i na zapewnienie niezawodności ruchu, natomiast łoże oporowe posiada duże wymiary.

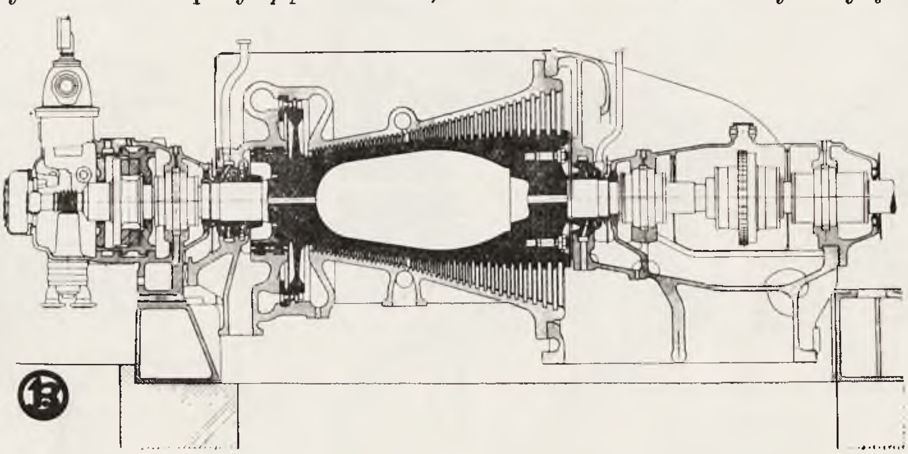
Tarcza koła Curtis'a jest wykonana z jednego kawała z bębnem, wewnątrz pusto odkutym, co zape^nia uzyskanie w nim jednolitego materiału.

W tym samym obrębie mocy do 6000 *kW*, lecz przy ciśnieniu dolotowym powyżej 24 *atn* i odpowiednio wysokiej temperaturze pary, umieszcza *E. B.* za stopniem regulacyjnym kilka stopni akcyjnych, aby otrzymać w pierwszych wieńcach części reakcyjnej łopatki



Rys. 18

o dostatecznej długości i aby zmniejszyć nacisk osiowy, spowodowany częścią reakcyjną. Typ tego rodzaju, składający się z koła Curtis'a, trzech stopni akcyjnych i 44 reakcyjnych, o mocy 2800 *kW* przy $p_1 = 27$ *atn*,



Rys. 19

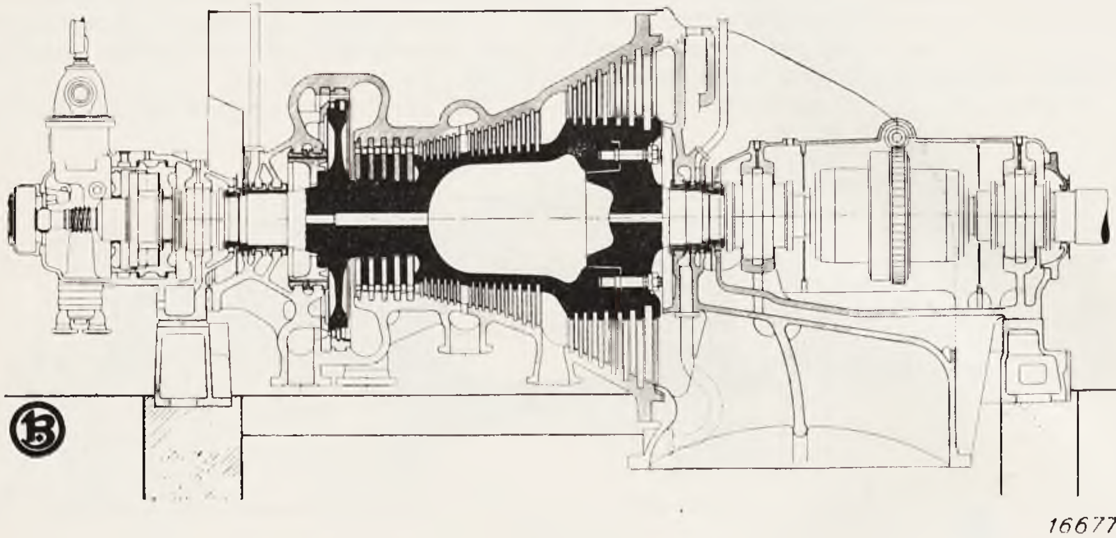
$t_1 = 400^0$ *C* i wodzie chłodzącej o 20^0 *C* widzimy na rys. 19. W danym wypadku pobiera się za 10-tym stopniem ciśnienia (reakcyjnym) parę o około 3,5 *atn* w ilości do 3 *t/h* do celów fabrykacyjnych. Celem zmniejszenia strat, spowodowanych tłokiem odciążającym, wprowadza się parę, która przeniknęła przez tłok odciążający, do kadłuba za 12-tym stopniem reakcyjnym, a parę z pierwszej komory dławnicy wysokoprężnej za 20-tym stopniem reakcyjnym.

Przy mocy powyżej 6000 *kW* umieszcza fabryka *E. B.* w jednokadłubowych turbinach zasadniczo kilka stopni akcyjnych pomiędzy kołem Curtis'a i wielostopniową częścią reakcyjną, aby zmniejszyć nacisk osiowy spowodowany reakcyjnością i aby osiągnąć możliwie krótką budowę turbiny przy dobrej sprawności. W stosunku do tych stopni akcyjnych miarodajne są uwagi, które poczyniłem przy rozważaniu budowy turbin według rys. 3 i 4.

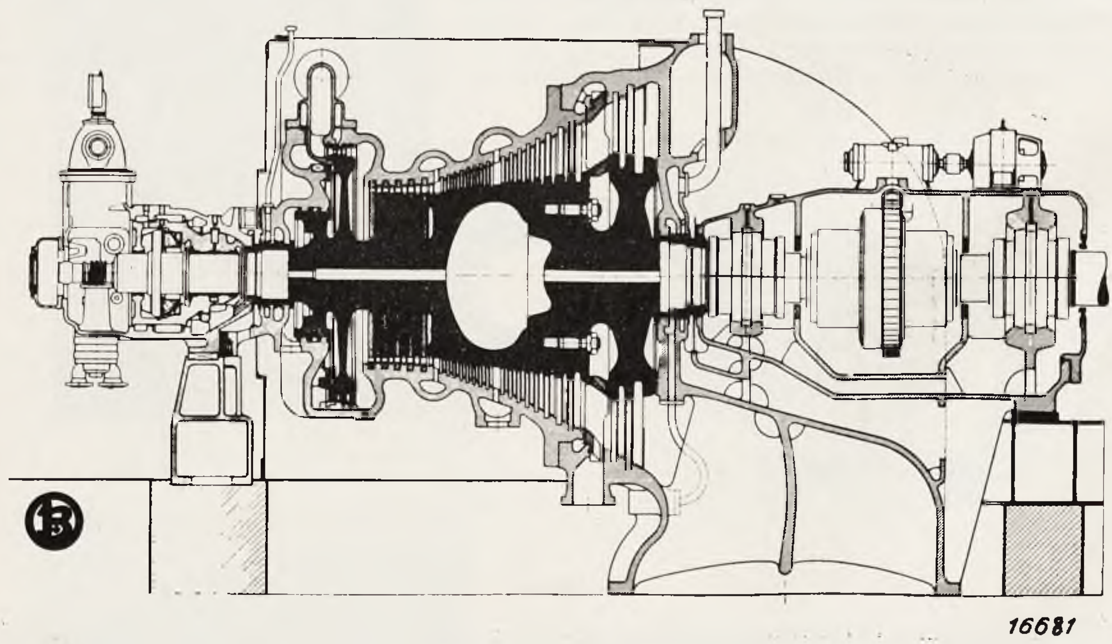
W obrębie mocy powyżej 6000 *kW* fabryka *E. B.* stosuje trzy typy jednokadłubowe o jednostrumieniowym przepływie pary, zależnie od mocy oraz stanów pary po stronie dolotowej i wylotowej turbiny. Przy mocy od 6000 do 12000 *kW* używany jest przeważnie typ uwidoczniony na rys. 20, którego cechą charakterystyczną jest przytwierdzenie do bębna na śruby tarczy, na której znajdują trzy ostatnie wieńce wirnikowe, a która tworzy jedną całość z wałem po stronie niskoprężnej. Rys. 20 przedstawia turbinę o mocy 7000 *kW* dla $p_1 = 32$ *atn*, $t_1 = 400^0$ *C* i 15^0 *C* wody chłodzącej z potrójnym upustem pary (nie sterowany automatycznie) do podgrzewania wody zasilającej kotły.

Przy większej mocy, w obrębie od 12000 *kW* do 25000 *kW* mocy maksymalnej, stosuje fabryka *E. B.* typ rys. 21, który przedstawia

turbinę o mocy 14000 *kW*. W porównaniu z poprzednią budową jedynie część niskoprężna wirnika jest w inny sposób zaprojektowana, mianowicie posiada ona dwie tarcze, z których tarcza o mniejszej średnicy jest przytwierdzona do bębna, a tarcza końcowa o większej średnicy, zaopatrzona w dwa wieńce wirnikowe, nie posiada żadnych osłabiających ją otworów na śruby. Pomiędzy tymi dwoma tarczami, więc za 16-tym stopniem reakcyjnym, znajduje się pierścień prowadzący strumień parowy; — przed pierścieniem umieszczono kanał odwadniający. W środku dolnej części pierścienia doprowadza się parę o wysokiej temperaturze z tłoka odciążającego, dzięki czemu zmniejsza się wilgotność pary w ostatnich stopniach ciśnienia. Ze względu na bardzo wysoką temperaturę pary dolotowej znajdują się tutaj dysze w osobnych skrzynkach, wstawionych do kadłuba turbiny i połączonych rurami sprężystymi z zaworami regulacyjnymi ustawionymi obok turbiny. W sprawie materiału części wirujących nadmieniam, że wirnik jest wykonany z uszlachetnionej stali niklowo-molybdenowej, łopatki koła Curtis'a z uszlachetnionej stali chromo-molybdenowej, łopatki niskoprężnej części ze stali chromo-niklowej z dodatkiem manganu, która posiada dużą odporność na erozję, a reszta łopatek ze stali 5% niklowej. Pod względem konstrukcyjnym łopatki koła Curtis'a, wirników akcyjnych i trzech ostatnich wieńców wirnikowych reakcyjnych są z jednej części z dokładkami, a łopatki reakcyjne są wzajemnie usztywnione za pomocą drutów, a nie bandaży.



Rys. 20



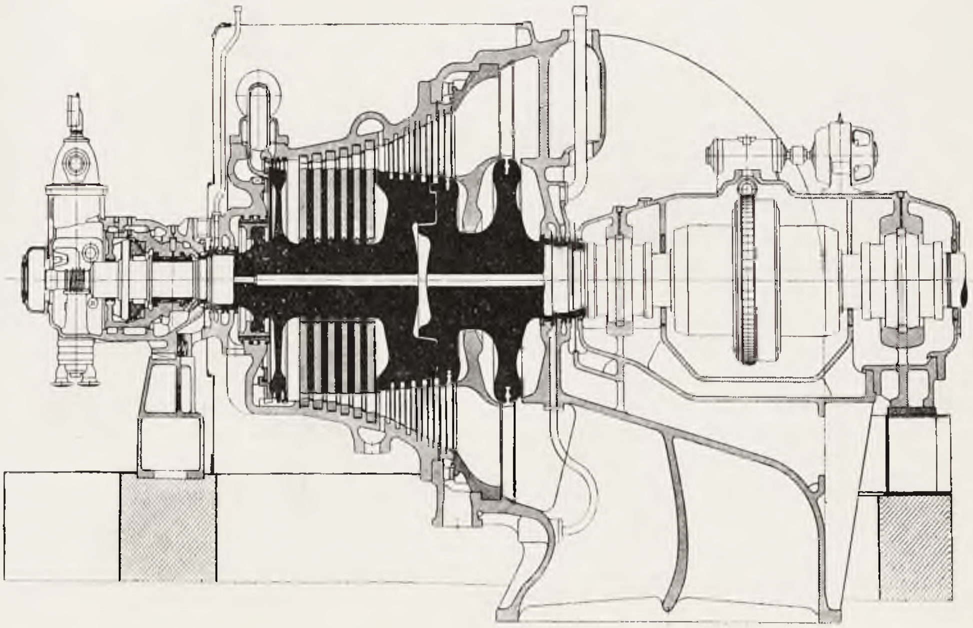
Rys. 21

Według danych fabryki *E. B.* powyższa, względnie krótko zbudowana turbina ma posiadać przy spadku adiabatycznym entalpii 280 *kcal/kg* — ($p_1 = 38$ *atn*, $t_1 = 425\ ^0C$, $25^0\ C$ woda chłodząca) — liczbę jakościową Parsons'a $q = 2500$, więc dość wysoką dla

systemu akcyjno-reakcyjnego. Ostatnia ma zapewnić wysoką sprawność turbiny łącznie z działaniem dyfuzorowym rury wylotowej, dzięki czemu energia wylotowa pary zostaje częściowo odzyskana przez zamianę szybkości na ciśnienie.

uznaje twierdzenie Tow. A. E. G., że system akcyjny powoduje mniejszą erozję łopatek wirnikowych. Wynika też z tego, że fabryka *E. B.* przechodzi w turbinach o wielkiej mocy stopniowo na typ akcyjny.

Dla typu, przedstawionego na rys. 22,

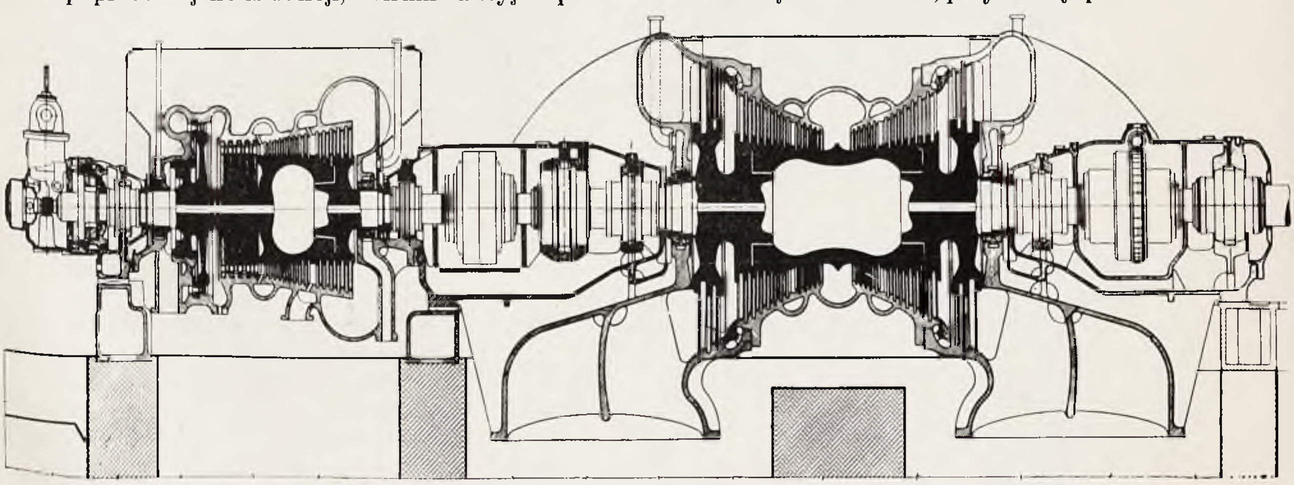


Rys. 22

Jednokadłubowy typ firmy *E. B.* przy mocy 25000 *kW* do 40000 *kW* otrzymuje przy $n = 3000$ *obr/min* wykonanie według rys. 22. W budowie tej, będącej dalszym rozwinięciem poprzedniej konstrukcji, wirniki akcyjne po-

podaje fabryka *E. B.* dla ciśnienia $p_1 = 40$ *atn*, $t_1 = 450^0$ *C* następujące dane:

przy wodzie chłodzącej 25^0 *C* (próżnia 94%) moc największa 40000 *kW*, a moc najekonomiczniejsza 30000 *kW*, przy której spraw-



Rys. 23

siadają te same średnice jak koło Curtis'a, co może nasunąć przypuszczenie, że para przepływa przez wirniki ze zbyt dużą prędkością. Część reakcyjna, posiadająca tylko 6 stopni, znajduje się na tarczach z rozszerzonymi wieńcami, z których pierwsza tworzy jedną całość z wałem wysokoprężnym, a dwie dalsze, połączone z pierwszą za pomocą śrub, są z jednego kawałka z wałem niskoprężnym. Ostatni stopień ciśnienia jest akcyjny, co wskazuje na to, że firma *E. B.*

ność odnośnie do mocy na sprzęgle wynosi 84,5% i strata wylotowa 2,6%, natomiast przy wodzie chłodzącej 15^0 *C* (próżnia 96%) moc największa tylko 32000 *kW*, a moc najekonomiczniejsza 24000 *kW*, przy której sprawność odnośnie do mocy na sprzęgle wynosi 84% i strata wylotowa 3%.

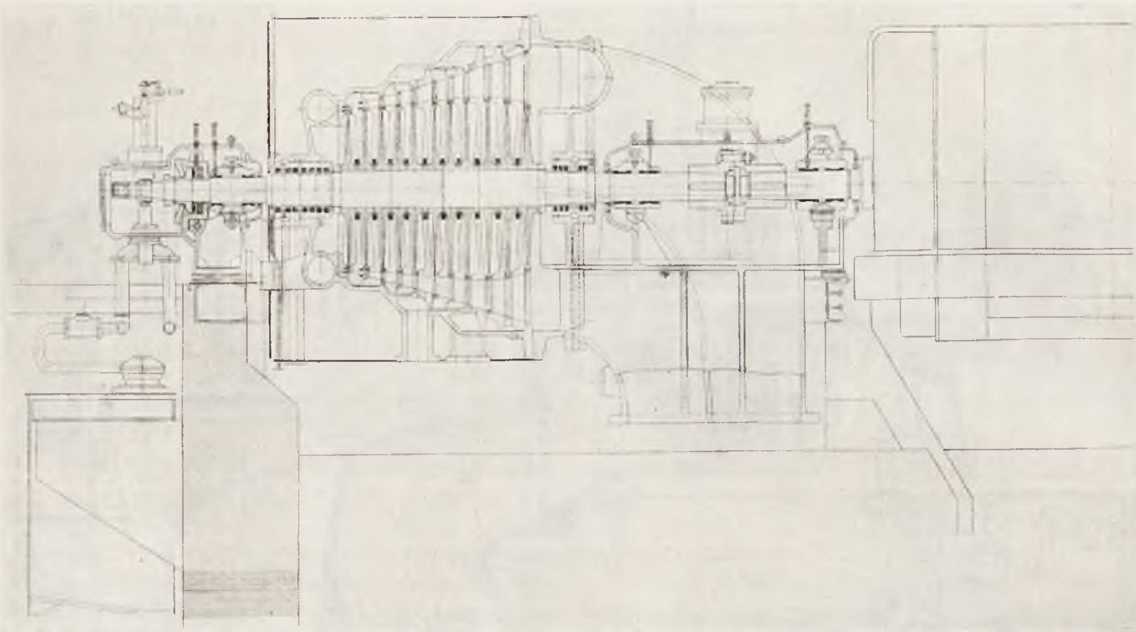
Tak jak przy poprzednio przedstawionych konstrukcjach jednokadłubowych turbin innych firm zaznaczyłem, podane sprawności nie zostały dla przytoczonych warunków pra-

cy jeszcze sprawdzone przez pomiary odbiorcze.

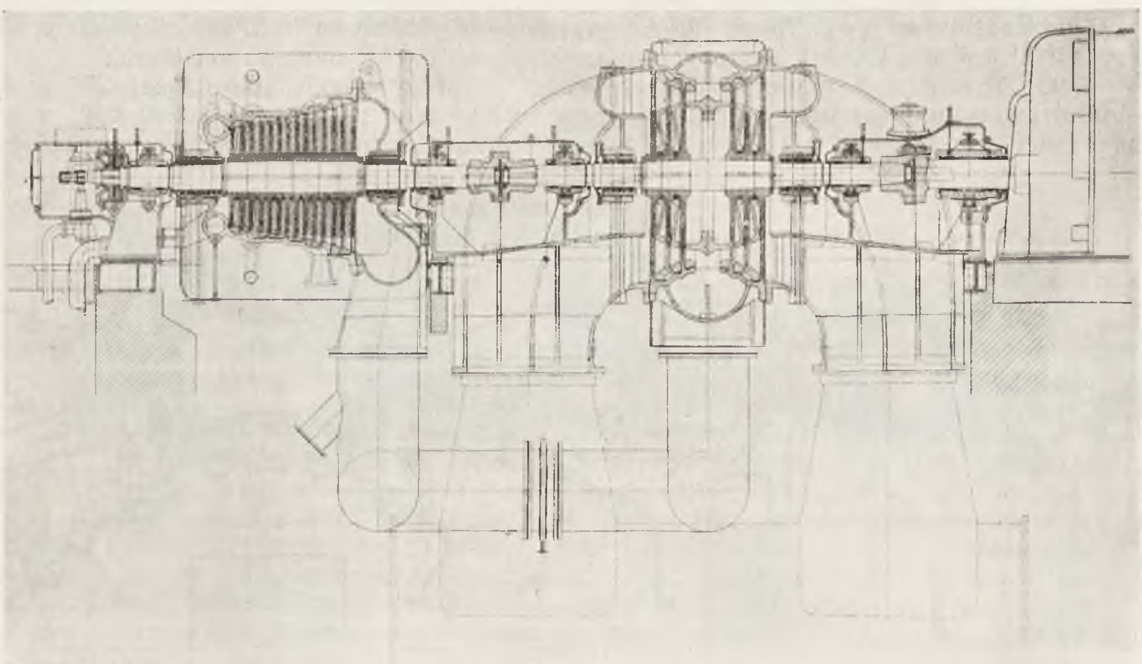
Dla większej mocy od 40000 *kW* względnie 32000 *kW* i dla wyższych ciśnień oraz temperatur pary dolotowej od poprzednio po-

przepływ pary, wobec czego tłok odciążający jest zbędny.

Budowę tego rodzaju dla mocy od 20000 *kW* do 40000 *kW* widzimy na rys. 23. Wykonywując w tym typie wirnik niskoprężny według



Rys. 24



Rys. 25

przednio podanych, jak i dla mniejszej mocy przy niższym ciśnieniu pary dolotowej, lub dla uzyskania lepszej sprawności fabryka *E. B.* stosuje typ dwukadłubowy, posiadający znacznie większą liczbę stopni ciśnienia. Cylinder wysokoprężny jest wyposażony w koło Curtis'a, kilka stopni akcyjnych i kilkanaście reakcyjnych, oraz tłok odciążający o niewielkiej średnicy, a cylinder niskoprężny systemu reakcyjnego posiada przeciwkierunkowy

zasad rys. 22, można przy $n = 3000$ *obr/min* uzyskać silnik o mocy 70000 *kW* przy wodzie chłodzącej o 25° *C*, a o mocy 60000 *kW* przy wodzie o 15° *C*. Nie ulega wątpliwości, że ze względu na niezawodność ruchu podział temperatur na dwa kadłuby jest korzystny, oraz że sprawność dwukadłubowej turbiny o większej liczbie Parsons'a może być większa. Rachunek rentowności i wzgląd na niezawodność ruchu lub też na szybkość uruchamiania

turbogeneratora muszą w każdym wypadku wskazać, jaki wybrać typ przy mocach powyżej 25000 *kW*, względnie 30000 *kW*.

Wszystkie powyżej przedstawione typy turbin *E. B* posiadają wały sztywne. Cechą charakterystyczną konstrukcji wirników jest wykonanie tarcz wirnikowych razem z wałem z jednego kawała, a dokonywanie połączenia dwóch części wirnika turbiny za pomocą śrub.

Fabryka *Escher-Wyss* czyli *Ewag* w Zurychu, budująca typ akcyjny turbin parowych, propagowała już dawniej, przed około 10 laty, a więc w czasie, w którym kwestia materiałów na kadłuby i na łopatki wirnikowe nie była tak dalece opanowana jak obecnie, budowę jednokadłubowych turbin kondensacyjnych o możliwie dużej mocy przy $n = 3000$ *obr/min* i jednostrumieniowym przepływie pary. Już w latach 1929 i 1930 firma ta ustawiała kondensacyjne turbiny jednokadłubowe o jednostrumieniowym przepływie pary o mocy największej 25000 *kW* (moc najekonomiczniejsza 20000 *kW*) dla $p_1 = 20$ *atn*, $t_1 = 385^0$ do 400^0 *C*, temperatury wody około 20^0 *C*. Rys. 24 przedstawia nowsze wykonanie tego typu turbin dla mocy największej 18000 *kW*, budowanego już dla mocy 25000 *kW* przy $p_1 = 36$ *atn* i $t_1 = 400^0$ *C*. Cechami charakterystycznymi tej budowy są następujące: stopniowy wzrost średnich średnic wirników, skutkiem czego straty wylotowe powstają tylko za pierwszym i za ostatnim wirnikiem, wał gibki z osadzonymi na nim tarczami wirnikowymi, spoczywanie wału turbogeneratora w czterech łożyskach, działanie dyfuzorowe w rurze wylotowej.

Dla uzyskania lepszej sprawności przy dużej mocy silnika fabryka *Ewag* buduje typ dwukadłubowy, w którym cylinder niskoprężny posiada przeciwkierunkowy przepływ pary. Na rys. 25 widzimy turbinę ustawioną w r. 1935 o mocy największej 25000 *kW* (moc najekonomiczniejsza 20000 *kW*) dla $p_1 = 32$ *atn*, $t_1 = 440^0$ *C* przy wodzie chłodzącej 15^0 *C*; — przy mocy największej para dodatkowa dopływa przed łopatki kierownicze czwartego stopnia ciśnienia. Projekt planu łopatkowego jest podobny do typu jednokadłubowego, a wały cylindra wysoko- i niskoprężnego są połączone ze sobą za pomocą sprzęgła sztywnego. Firma *Ewag* wykonywała ten typ już dla 30000 *kW* przy $p_1 = 31$ *atn* i $t_1 = 410^0$ *C*.

(d. c. n.)

JAN WOJCICKI, inż.

WYTYCZNE DLA PROGRAMU ENERGETYCZNEGO W POLSCE.

Podjęta obecnie przebudowa gospodarcza Polski wymaga przyśpieszenia opracowania programu energetycznego na przyszłość. Inwestycje energetyczne winny wyprzedzać realizację uprzemysłowienia, winny stać się czynnikiem przyciągającym przemysł na teren, który, według programu gospodarczego, ma być uprzemysłowiony.

Za teren uprzemysłowienia, w duchu nowego programu gospodarczego, można uważać: po lewej stronie Wisły — obszar położony między Wisłą i Bzurą, oraz od Wisły do linii Łódź — Kraków, po prawej zas stronie Wisły — obszar między rzekami Wisła i Bug oraz linią Złoczów — Stanisławów. Na tym obszarze należy uwzględnić ponad to jego ośrodek, zawarty mniej więcej w trójkącie Nowy Sącz — Warszawa — Drohobycz.

Naczelną dewizą programu energetycznego winna być: taniość energii, pewność jej dostawy i racjonalne wyzyskanie zasobów energetycznych. Kolejność inwestycji w czasie powinna być taka, by w pierwszym rzędzie uwzględniała potrzeby samego ośrodka, następnie całego obszaru uprzemysławianego, wreszcie pozostałych dzielnic Państwa, w tym jednak zrozumieniu, że chodzi tu o inicjatywę i poparcie państwowe, bez krępowania inicjatywy prywatnej.

Zasoby energetyczne na obszarze Środkowej Polski, szacowane w przybliżeniu, są następujące:

siły wodne	około 400.000 *kW*
torf (opałowy)	„ 300 *mio ton*
drewno (roczne zużycie na opał)	do 2 *mio* m^3
gaz ziemny (całkowite zasoby)	około 30.000 *mio* m^3.

Po odpowiedniej rozbudowie urządzeń energetycznych, w najbliższej przyszłości, można by te źródła energii wykorzystać mniej więcej w następujących rozmiarach:

		Równowartość w węglu kamiennym
Siły wodne	200.000 *kW*	700.000 *t/rok*
torf	900.000 *t/rok*	450.000 „
gaz ziemny	1.000.000 m^3	1.500.000 „
drewno	2.000 000 m^3	800.000 „
	Razem	3.450.000 *t/rok*

Obecnie zapotrzebowanie energii na obszarze C. O. P., wyrażone w równowartości węgla kamiennego, wynosi w przybliżeniu około 8 do 9 *mio t/rok*, w przyszłości zaś winno znacznie wzrosnąć. Stąd wynika zatem, że węgiel kamienny będzie zawsze odgrywać poważną rolę w bilansie energetycznym tej części Państwa i że zastąpienie go innymi środkami energetycznymi nie będzie łatwe, o ile na tym

obszarze nie zostaną odkryte nowe zasoby energii.

W tych warunkach zasadniczy postulat taniości energii wiąże się — w znacznej mierze — z zagadnieniem wodnego transportu węgla kamiennego, jako surowca masowego. Zagadnienie dróg wodnych na tym obszarze jest tym ważniejsze, że przyczyni się także do obniżenia kosztu transportu innych surowców, a regulacja rzek przyniesie nowe źródła energii elektrycznej.

W pierwszym etapie realizacji programu energetycznego doniosłe znaczenie będzie mieć utrzymywanie odpowiednich zapasów węgla kamiennego w miejscach jego zużycia. Wielkość zapasów winna być taką, by starczyła na okres czasu niezbędny do uruchomienia—na odpowiednią skalę — źródeł paliw zastępczych.

Najpoważniejsze zasoby sił wodnych, położone na Podkarpaciu, będą mogły być wykorzystane stopniowo, w miarę rozwoju prac nad regulacją rzek i budową zabezpieczeń przed powodziami.

Pełnego wykorzystania sił wodnych można oczekiwać dopiero po upływie kilku dziesiątków lat, a wobec tego — w pierwszym etapie — program elektryfikacyjny trzeba będzie oprzeć głównie na odpowiedniej rozbudowie elektrowni cieplnych, uwzględniając w znacznej mierze paliwa inne, niż węgiel kamienny.

Drugim, po węglu kamiennym, największym składnikiem naszego bilansu energetycznego jest drewno opałowe (14,66 %). Możność regulowania zalesienia, jego rozmieszczenie na obszarze całego Państwa, łatwa eksploatacja, a wreszcie wielostronne zastosowanie drewna w dziedzinie energetycznej, czy to w postaci surowej, czy też w postaci węgla, nadają mu dużą wartość praktyczną w chwilach wyjątkowych. Program energetyczny winien też uwzględniać sprawę racjonalnego zalesiania, sprawę rezerw leśnych na wypadki nadzwyczajne, transport drewna z tych rezerw do miejsc zapotrzebowania, ustalenie racjonalnych sposobów zużytkowania drewna jako paliwa przemysłowego, wreszcie zastosowanie drewna do celów motoryzacyjnych i oparcia na tym paliwie stałego ruchu samochodowego na niektórych odcinkach.

Torf jest poważnym — co do wielkości zasobów — surowcem energetycznym na omawianym obszarze, we wschodniej jego części, a w szczególności między rzekami Wieprz i Bug i może być tu wykorzystany dla celów przemysłowych, bądź to jako paliwo, bądź też jako surowiec do przerobu uszlachetniającego. W pierwszym rzędzie należałoby prawnie zabezpieczyć objekty torfowiskowe, o większym znaczeniu energetycznym, przed parcelacją lub dziką eksploatacją, a następnie rozpocząć — na skalę przemysłową — eksploatację i przerób uszlachetniający torfu.

Gaz ziemny, przy obecnych jego zasobach, może być traktowany, jako krótkotrwałe źródło energetyczne, na okres odpowiadający okresowi amortyzacyjnemu gazociągu (około 30 lat).

Jest jednak duże prawdopodobieństwo, że dalsze poszukiwania zwiększą znacznie znane nam obecnie zasoby. Gaz ziemny, mimo nieznacznych zasobów, w stosunku do innych paliw, ma duże znaczenie dla Centralnego Okręgu Przemysłowego, gdyż może pokryć — w warunkach normalnych — 15 do 20 % zapotrzebowania energii tego obszaru, a ponadto może oddać duże usługi, jako paliwo zastępcze, w pierwszym 30-leciu realizacji programu energetycznego. Ważne jest dla ustalenia programu prac gazyfikacyjnych wyjaśnienie, drogą poszukiwań wiertniczych, czy i w jakich rozmiarach występuje gaz ziemny na obszarze między Dunajcem, Wisłą i Sanem.

Gazyfikacja na dalszą przyszłość musi natomiast oprzeć się na gazie sztucznym i dla tego nie należy zaniedbywać stopniowej rozbudowy tego działu gazownictwa, nie wyłączając terenów zasilanych gazem ziemnym.

W dziedzinie paliw płynnych sytuacja nasza nie przestaje być stale niepomyślną. W ostatnim dziesięcioleciu roczny przerób ropy naftowej spada mniej więcej o 4 %, natomiast nie odkryto nowych terenów, a większość wierceń jest lokowana na terenach starych, eksploatowanych od kilkudziesięciu lat. Ilości ropy możliwe do wydobycia dotychczas stosowanymi metodami i ze złóż obecnie eksploatowanych oceniane są na około 7,5 *mio tonn* (roczne wydobycie wynosi około 0,5 *mio tonn*). Drogą odbudowy ciśnienia złożowego i wreszcie drogą odbudowy górniczej da się wydobyć z tych samych złóż o wiele większe ilości ropy naftowej, ale wprowadzenie tych metod wydobywczych wymaga takiej zmiany ustawodawstwa naftowego, która pozwalała by na zcalenie, rozproszkowanych na drobne parcele, złóż roponośnych, nadających się do tego rodzaju eksploatacji.

Bardzo niskie zużycie materiałów pędnych w Polsce stwarza możliwości szybkiego wzrostu ich zapotrzebowania, ponad miarę możliwości produkcyjnych naszego przemysłu naftowego. Dla tego też naczelną wytyczną w tej dziedzinie winno być zwiększenie tempa wierceń poszukiwawczych i programowe ich prowadzenie.

Obok akcji zmierzającej do rozszerzenia terenowych zasobów naftowych należy zapoczątkować i stopniowo rozbudowywać wytwórczość zastępczych paliw płynnych, a przede wszystkim wyzyskać pochodne węgla kamiennego i torfu, rozbudowując stopniowo ich odgazowanie.

Dla programu energetycznego — w dziale paliw płynnych — nie bez znaczenia jest sprawa wykorzystania spirytusu, którego produkcja rozsiana jest po całym obszarze Państwa. Wobec zanikania większej własności ziemskiej, należało by już teraz pomyśleć o zapewnieniu warunków dla egzystencji i dalszego rozwoju przemysłu spirytusowego.

Drugą (poza surowcami energetycznymi)

bardzo ważną dziedziną programu energetycznego jest transport energii, od organizacji którego będzie zależeć pewność dostawy energii, a w pewnej mierze i cena energii. O transporcie wodnym surowców energetycznych wspomnieliśmy już wyżej. Dominującym punktem tej części programu energetycznego jest elektryfikacja, a to ze względu na powszechny charakter zastosowania energii w postaci elektrycznej.

Elektryfikacja sama dla siebie wymaga bardzo obszernego studium. Nie będąc specjalistą tego działu, zwrócę uwagę tylko na pewne szczegóły charakteru ogólnego. Rozmieszczenie źródeł energetycznych, względy obronności i wreszcie potrzeby gospodarcze przemawiają za tym, by sieć przesyłowa wysokiego napięcia na terenie C. O. P. tworzyła obwód: Tarnów, Warszawa Zachodnia, Warszawa Wschodnia, Rzeszów (względnie Przeworsk), Tarnów, stanowiąc jakby rdzeń sieci elektryfikacyjnej Polski, z którym będą łączyć się dalsze obwody zewnętrzne. Sieć położona między Wisłą i Bugiem oraz między Wisłą, Dunajcem i Sanem ma szczególnie ważne znaczenie, gdyż może być rezerwowym źródłem energii elektrycznej, na wypadek braku węgla kamiennego, o ile zostanie oparta na surowcach energetycznych występujących na tym terenie, a mianowicie na siłach wodnych, gazie ziemnym, torfie i drewnie.

Ważnym z kolei zagadnieniem, od którego należało by zacząć układanie planu elektryfikacyjnego, jest kwestia sposobu zasilania sieci przemysłowych, a w pierwszym rzędzie sieci na terenie C. O. P. Tą ostatnią można zasilać w punktach końcowych przy pomocy paru dużych central, lub też przy pomocy większej ilości elektrowni mniejszych, rozmieszczonych wzdłuż sieci. Względy bezpieczeństwa przemawiają raczej za tym, by po każdej stronie Wisły sieć opierała się na kilku centralach, o mocy tego samego rzędu, bez względu na lokalne zapotrzebowanie (dotyczy to głównie części położonej na wschód od Wisły). Nasuwa się także pytanie, czy celowe będzie rozbudowywanie starych elektrowni, położonych niekorzystnie, czy też budować należy nowe elektrownie, odpowiadające wymaganiom obronnym i wymaganiom taniego transportu surowców energetycznych? Druga alternatywa wydaje się być słuszniejszą. Wreszcie sprawa budowy sieci przesyłowych i elektrowni okręgowych nie powinna przesłaniać zasadniczego, gospodarczego zagadnienia, jakim jest rozwój sieci rozdzielczej i zdobywanie odbiorców prądu. Budowa sieci rozdzielczej, zwłaszcza na terenie małych miasteczek i wsi wymaga zorganizowania odpowiedniej akcji kredytowej, bez czego akcja elektryfikacyjna prowincji nie da należytego wyniku i nie stanie się dobrodziejstwem powszechnym.

Elektryfikacja nie wyklucza konieczności gazyfikowania tych samych obszarów. Oba rodzaje energii uzupełniają się wzajemnie Rozwój konsumcji paliwa gazowego odbywa się raczej kosztem rozwoju zużycia paliw stałych. Na obszarze C. O. P. główna sieć gazyfikacyjna będzie biec niemal równolegle z główną, przesyłową siecią elektryczną. W gazyfikacji należy liczyć się z dwoma momentami: 1) zabezpieczeniem pewności dostawy energii, co wymaga doprowadzenia gazu ziemnego na obszar C. O. P., odpowiedniej rozbudowy jego konsumcji i odpowiedniego przygotowania pól gazowch do wymaganej produkcji; 2) dążeniem do lepszego wyzyskania paliw stałych, przez uprzednie ich odgazowanie, dla przemysłowego wykorzystania produktów destylacji. To ostatnie wiąże się ze sprawą przyszłej samowystarczalności paliw płynnych, jak i ze stworzeniem podstaw surowcowych dla przemysłu chemicznego, który w dużym zakresie opiera się na produktach destylacji paliw stałych. Dla osiągnięcia właściwego celu, t. j. odpowiedniej dla naszych potrzeb rozbudowy przemysłu gazu sztucznego, konieczne jest oderwanie się od dotychczasowych wzorów gazowni miejskich, dostarczających gaz zbyt drogo, by jego zużycie mogło się rozwinąć do rozmiarów spotykanych w innych krajach. Przyszła gazyfikacja winna oprzeć się na dużych gazowniach przemysłowych, produkujących tani gaz przede wszystkim dla przemysłu. W tym celu gazownie musiały by być rozmieszczone w pobliżu dużych ośrodków miejskich i przemysłowych, a przy tym nad drogami wodnymi dla obniżenia kosztów dowozu. Sprzedaż gazu powinno się oprzeć na podobnych zasadach, jakie wprowadzono z dobrym skutkiem w sprzedaży energii elektrycznej. Na terenie C. O. P. oba przemysły gazowe, t. j. gazu ziemnego i gazu sztucznego, powinny zgodnie współpracować ze sobą.

W dziale gazu ziemnego było by wskazane: 1) oparcie planu gazyfikacyjnago na jaknajszerszych podstawach terenowych, z ograniczeniem intensywności eksploatacji poszczególnych terenów; 2) przygotowanie terenów eksploatowanych do produkcji znacznie wyższej niż normalna, by móc wykorzystać gaz ziemny jako rezerwę energetyczną w chwilach potrzeby; 3) przesyłanie gazu ziemnego na zachód z terenów wschodnich dla lepszego wykorzystania ich zasobów.

Ważnym zagadnieniem, z punktu widzenia interesów Państwa, jest sprawa dobrej i celowej administracji urządzeniami do przesyłania energii elektrycznej i gazu ziemnego. Chodzi bowiem o to, ażeby interes Państwa i interes konsumenta były przede wszystkim i należycie respektowane przez przedsiębiorstwa transportu energii. Dla osiągnięcia tego celu wydaje się być konieczną albo ścisła kontrola państwowa działalności przedsiębiorstw transportu energii lub też ich upaństwowienie.

Ażeby tak duży wysiłek, jakiego wymagają inwestycje energetyczne, przyniósł Państwu oczekiwane korzyści, ażeby stawał się na przyszłość trwałą podstawą dla rozwoju krajowej wytwórczości, inwestycje te muszą być wykonywane według programu uzgod-

nionego z ogólnym, państwowym programem gospodarczym i według planu opracowanego starannie i gruntownie.

Plan wyzyskania źródeł energetycznych musi przewidywać nie tylko potrzeby dzisiejsze i na najbliższą przyszłość, ale winien sięgać znacznie naprzód i być uzgadniany ze zmianami warunków, jakie będą z konieczności rzeczy zachodzić w przyszłości. Opracowanie programu energetycznego jest trudnym problemem, albowiem zazębia się on z wieloma dziedzinami, musi być uzgodniony, co do kolejności i zakresu z programami innych działów (obrony, finansów, przemysłu, rolnictwa, rozbudowy dróg i środków transportowych i t. d.). Do opracowania programu energetycznego i czuwania nad jego wykonywaniem konieczne jest powołanie do życia osobnego biura studiów wyposażonego w siły fachowe i niezbędne środki finansowe. Potrzebne na ten cel fundusze mogą być wzięte z kwot przeznaczonych na inwestycje energetyczne. Wydatki na biuro studiów, stanowiły by drobny odsetek od powyższych kwot i niewątpliwie opłacą się, gdyż uchronią przed znacznie większymi stratami, jakie grożą wskutek chaosu mogącego powstać z powodu bezplanowej pracy. Już teraz, chociaż realizacja inwestycji energetycznych nie posunęła się daleko, odczuwa się wyraźnie brak programu energetycznego. Opóźni to niewątpliwie realizację niektórych naszych zamierzeń, a także zwiększy koszta budowy urządzeń energetycznych.

TYTUS MARYAŃSKI, inż.

SPRAWOZDANIE TECHNICZNE ODDZIAŁU CIEPLNEGO
STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W KATOWICACH.

Badania gospodarki parowej.

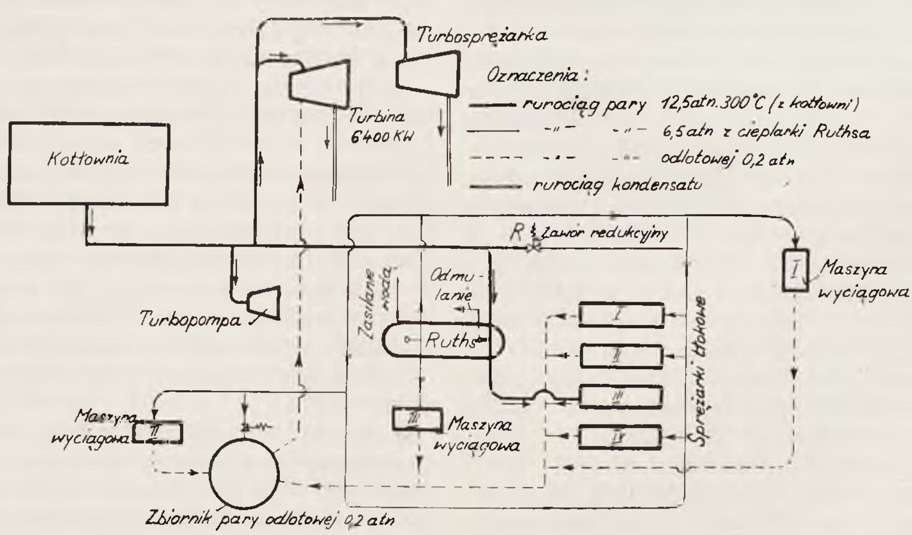
W celu częściowego zmodernizowania starych kotłowni i silników parowych tłokowych kilka kopalń przeprowadziło szczegółowe pomiary wydajności i sprawności kotłowni i silników. Wyniki pomiarów ruchowych podajemy poniżej; odtwarzają one ściśle stan obecny i wskazują, gdzie i jakie istnieją możliwości podniesienia wydajności i sprawności urządzeń; pozwalają one zarazem właścicielowi na zorientowanie się, czy i o ile różne propozycje przebudowy i ulepszeń, czynione przez przedstawicieli pewnych firm, są realne i mogą być traktowane poważnie.

Na kopalni *A* kotłownia składa się z kotłów opłomkowych skośnorurowych o ciśnieniu 10,5 *atn* i temperaturze pary 325°, powierzchnia ogrzewalna każdego kotła wynosi 350 m^2, kotły posiadają ekonomizery i ruszty łańcuchowe bez poddmuchu. Na rusztach spalany jest miał o dolnej wartości opałowej 5784 *cal/kg*, przy wilgotności 5 % i zawartości popiołu ok. 9 %. Sposób prowadzenia kotłów w czasie pomiaru nie odbiegał w niczym od warunków normalnego ruchu kotłowni. Badano jednocześnie 4 kotły w ciągu 26 godzin i uzyskano następujące wyniki:

Przeciętne natężenie powierzchni ogrzewalnej	$D:H$	21,4 $kg/m^2.h$
Przeciętne natężenie powierzchni rusztu . .	$D:R$	118,5 $kg/m^2.h$
Wielokrotność odparowania węgla	$D:B$	5,80 kg/kg
Średnia zawartość CO_2 w spalinach w czopuchu		3,9 %
Średni nadmiar powietrza	n	3,8

Bilans cieplny kotłowni:

Ciepło doprowadzone w paliwie . .	100 %
„ odprowadzone w parze . .	64,1 %



Rys. 1. Schemat instalacji parowej na kopalni.

Strata w żużlu . . . . 4,36 %
„ w lotnym koksiku . . . 3,02 %
„ kominowa. . . . . 23,90 %
„ niezupełnego spalania . . . 0,00 %
„ promieniowania i reszta . . 4,62 %

Analiza żużla: popiołu 65,4%, składników palnych 34,6 %, wartość opałowa 2800 *cal/kg.*

Analiza lotnego koksiku: popiołu 13,25%, składników palnych 86,75 % wartość opałowa 7025 *cal/kg.*

Wobec tego, iż spalany miał zawierał dużą ilość cząstek poniżej 2 *mm* i nie spiekał się na ruszcie, komora paleniskowa przy tym była niska, ruszty typu przestarzałego,—wyniki powyższe należy uważać za stosunkowo dobre, tym samym zaś większe oszczędności na opale przy danym rodzaju kotła i paliwa— trudne do osiągnięcia.

Na kopalni *B*, posiadającej dużo wielkich silników tłokowych, pracujących nieekonomicznie, zmierzono poszczególne rozchody pary w celu zorientowania się, w jakim zakresie należałoby zlikwidować najbardziej nieekonomiczne silniki, w jakim zaś powiększyć istniejącą i niewystarczającą już kotłownię. Schemat instalacji parowej podaje rys. 1. Para o ciśnieniu 12,5 *atn* i 300° służy do napędu turbogeneratora, turbosprężarki, turbopompy zasilającej, oraz jednej sprężarki tłokowej, prócz tego zaś przez cieplarkę Ruths'a i przez zawór redukcyjny *R* — do zasilania obwodu pary o ciśnieniu 6,5 *atn* dla sprężarek tłokowych i 3 maszyn wyciągowych. Para odlotowa ze sprężarek i maszyn wyciągowych o ciśnieniu 0,2 *atn* idzie do zbiornika pary, a stąd do części niskoprężnej turbogeneratora. Zmierzone spożycie pary poszczególnych maszyn podaje tabela:

Turbina (obciążenie 1/2) 6400 *kW* kondensacyjna				Turbosprężarka 18000 m^3/h	Sprężarki tłokowe, ciśn. pow. 6 *atn*	
Para świeża i odlotowa			Tylko para świeża 12,5 *atn kg/kWh*	Ciśn. pow. 6,3 *atn* kg/m^3 powietrza ssanego	Para dolotowa 6,5 *atn* kg/m^3	Para dolotowa 12,5 *atn* kg/m^3
12,5 *atn kg/kWh*	0,2 *atn kg/kWh*	Razem *kg/kWh*				
4,9	10,7	15,6	7,4	0,74	1,9	1,3

Maszyny wyciągowe (para dolotowa 6,5 *atn* nasycona, przeciwprężność 0,2 *atn*).

Maszyna	Ilość wyciągów na godz.	Głębokość szybu *m*	Ciężar użyteczny *t*	Zużycie pary *kg/KM szyb*
I	32	350	5	28
II	26	500	5	41
III	40	250	2,5	48

Nowoczesne turbosprężarki pracujące parą 13 *atn* 300° z kondensacją, przy ciśnieniu powietrza 6 *atn*, spożywają około 0,6 kg/m^3 powietrza zassanego. Nowoczesne maszyny parowe wyciągowe przy użytecznym ładunku 12 *t*. pracujące parą przegrzaną 12 *atn* z centralną kondensacją, spożywają ok. 12 *kg/KMh* w szybie. Dla maszyn wyciągowych zmierzonych powyżej, spożycie pary podczas postoju na samo grzanie maszyny i przewodów wynosi ok. 50 % spożycia maszyny w ruchu na 1 wyciąg.

Na kopalni *C* w związku z przebudową kotłowni wykonano pomiar zużycia pary. Ciśnienie pary 12 *atn* temperatura 290° C. Wahania w zużyciu pary są b. znaczne, mimo że do rurociągu doprowadzającego parę do maszyny wyciągowej włączona jest cieplarka Ruths'a. Przeciętne zużycie pary przez poszczególne maszyny było następujące.

Turbiny (kondensacja)		Turbosprężarki (kondensacja)		Wyciągowa maszyna parowa (wydmuch)			
Zużycie pary *kg/kWh*		Ciśn. powietrza na tłocz. *p atn*	Zużycie pary kg/m^3	Obciążenie użyteczne klatki *t*	Głębokość szybu *m*	Śr. ilość wyciągów *w/godz.*	Zużycie pary na 1 *KMh szyb* w *kg*
6000 *kW*	2500 *kW*						
6,9	10,4	5,6	0,84	9,0	620	8	38

Zużycie pary dla maszyn powyższych jest dosyć wysokie. Zużycie pary w turbosprężarkach odnosi się do 1 m^3 powietrza zassanego.

We wszystkich powyższych przypadkach wielkie oszczędności spożycia pary można było osiągnąć przez przebudowę maszyn wyciągowych parowych na napęd elektryczny oraz zamianę kompresorów parowych tłokowych wolnobieżnych na turbosprężarki. Niestety, modernizacja taka wymaga dużego nakładu, co przy słabej koniunkturze węglowej w większości wypadków uniemożliwiało racjonalizację ruchu.

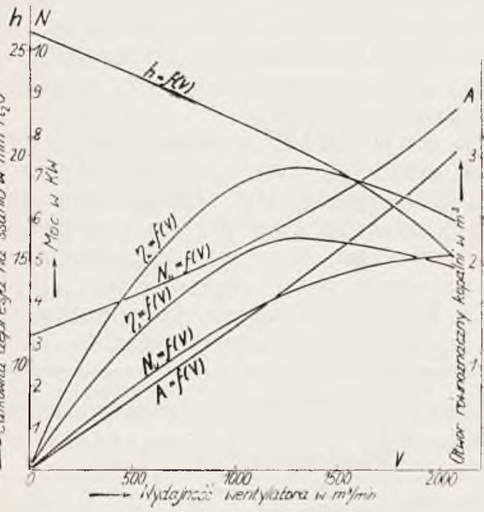
Pomiar wentylatora kopalnianego.

Wentylator kopalniany starszego typu o wydajności 1300 m^3/min i depresji 22 *mm* słupa wody zassysa powietrze z kopalni i wytłacza je przez dyfuzor na zewnątrz. Wentylator posiada wirnik o średnicy 3,2 *m*, pędzony silnikiem elektrycznym przez przekładnię pasową przy ilości obrotów $n = 63$ na minutę. Rys. 2 przedstawia wykresy charakterystyczne wentylatora. Przy wentylatorach wytwarzających ciśnienia kilkuset *mm* składową dynamiczną można zwykle pominąć, w danym wypadku została ona uwzględniona wobec małego ciśnienia statycznego. Sprawność wentylatora jest wysoka, bo wynosi 70%.

Pomiar odbiorczy turbodmuchawy wielkopiecowej.

Turbodmuchawa bez międzystopniowego chłodzenia powietrza, posiada trzy stopnie

ciśnienia i jest sprzężona bezpośrednio z silnikiem trójfazowym 1500 *kW*, 2970 *obr/min*. Silnik przystosowany jest do regulacji obrotów o 10 % w dół zapomocą oporu w obwodzie wirnika. Osłona dmuchawy jest podzielona w płaszczyźnie poziomej i zawiera w sobie żeliwne kierownice. Tłok odciążający



Rys. 2. Wykresy charakterystyczne wentylatora kopalnianego przy $n = 63$ *obr/min*

i łożysko oporowe klockowe przejmują nacisk osiowy. Pompa olejowa do przymusowego smarowania łożysk napędzana jest bezpośrednio z wału dmuchawy. Dla regulacji ilości powietrza przewidziana jest w rurze ssącej klapa dławiąca, w rurze tłoczącej ustawione są zasuwa i klapa zwrotna. Powietrze zasysane jest przez filtr olejowy z atmosfery. W dmuchawie przewidziane jest miejsce na wstawienie czwartego koła wirnikowego w razie konieczności zwiększenia ciśnienia.

Dostawca zagwarantował przy 2970 *obr/min* i przy stanie powietrza na ssaniu 1 *ata* 15° następujące liczby: 1) dla wydajności 1000 m^3/min ssanego powietrza ciśnienie 1,7 *ata* i zapotrzebowanie mocy na wale dmuchawy 1250 *kW*, czyli sprawność izotermiczną 69,5%, przy tolerancji dla wydajności i mocy + 5%, 2) przy wydajności 800 m^3/min ciśnienie 1,77 *ata*, 3) zjawisko „pompowania" ma zachodzić tylko przy wydajnościach leżących poniżej 45 % nominalnej. Ilość powietrza ma być mierzona w rurze tłoczącej i przeliczona na warunki ssania z dodaniem 0,5 % na straty w dławnicach.

Przy pomiarze odbiorczym ilość powietrza mierzono w rurze tłoczącej o przelocie 756 *mm* przy pomocy kryzy $d = 495{,}1$ *mm*. Spiętrzenia w kryzie odczytywano na *U* rurce wypełnionej wodą; przed kryzą mierzono ciśnienie oraz temperaturę powietrza. Ilości zmierzone przerachowano na warunki ssania, dodając 0,5 % na dławnice i nieszczelności. Ciśnienia na ssaniu mierzono *U* rurką wypełnioną wodą, wilgotność powietrza psychrometrem przepływowym Asmanna, poza tym notowano stan barometru. Moc pobieraną mierzono na zaciskach silnika dwoma watomierzami w układzie Arona.

Wydajność turbodmuchawy zmieniano przez dławienie przepływu zasuwą w rurociągu tłocznym za kryzą. Wykonano cztery serie pomiarów przy różnych obrotach.

Wzory dla obliczeń:

Ilość powietrza zasysanego:

$$V_{zas.} = 1{,}005 \cdot 1{,}252 \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot d^2 \cdot \frac{T_s}{p_s} \cdot \sqrt{R} \cdot \sqrt{\frac{p_k}{T_k}} \cdot \sqrt{h} \; m^3/h$$

gdzie oznacza:

$\alpha = 0{,}677$ — współczynnik przepływa przez kryzę

ε — współczynnik rozprężania w kryzie

$d = 49{,}51$ *cm* — średnica kryzy w świetle

T_s i T_k — temp. bezwzgl. powietrza zasysanego i przed kryzą w ^0K

p_s i p_k — ciśn. abs. powietrza zasysanego i przed kryzą w kg/cm^2

$R = 29{,}44$ — stała gazowa powietrza w warunkach pomiaru

h — spiętrzenie w kryzie w $mm\ H_2O$.

$$V_{zas.} = 1{,}894 \cdot \varepsilon \cdot \frac{T_s}{p_s} \cdot \sqrt{\frac{p_k}{T_k}} \cdot \sqrt{h} \; m^3/h$$

Moc użyteczną przy izotermicznym sprężaniu obliczono ze wzoru:

$$N_{u.iz} = \frac{V_{zas.}\ 10000}{60 \cdot 102} \cdot p_s \cdot \ln\left(\frac{p_t}{p_s}\right) =$$

$$= 1{,}633\ V_{zas}\ p_s\ \ln\left(\frac{p_t}{p_s}\right) \quad kW$$

gdzie p_t oznacza ciśnienie powietrza w rurze tłocznej za dmuchawą. Sprawność silnika elektrycznego przy obrotach niższych od nominalnych obliczono, przyjmując straty w miedzi w rotorze i oporze regulacyjnym ze wzoru:

$$S = P \cdot s\ (1 - s^2) \qquad kW,$$

gdzie P — moc oddana na wirnik silnika w *kW*

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \cdot 100 \text{ — poślizg w } \%$$

n_s — obroty synchroniczne

n — obroty zmierzone

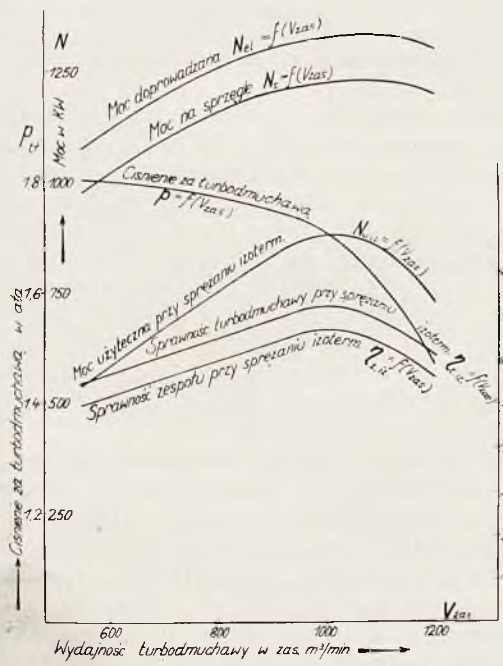
Straty w miedzi i w żelazie w stojanie oraz straty dodatkowe i tarcia zostały wzięte z pomiaru odbiorczego silnika.

Wyniki pomiarów i obliczeń:

I przy $n = 2960$ *obr/min*

i II przy $n = 2680$ *obr/min*

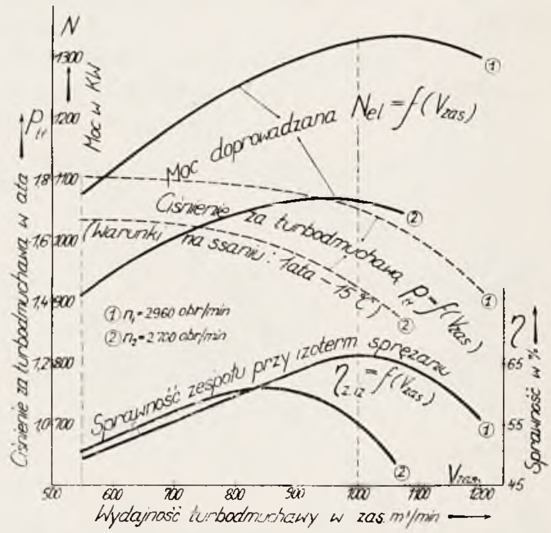
			I	II
Stan powietrza zasysanego:				
temperatura	t_s	^0C	16,4	18,0
barometr zredukowany	b_0	*mm Hg*	738,3	738,4
wilgotność	φ	$^0/_0$	80,5	72,2
stała gazowa	R		29,44	29,44
podciśnienie na ssaniu	H_s	*mm Hg*	7,4	8,1
Stan powietrza na tłoczeniu:				
nadciśn. na tłoczeniu	H_{tl}	*mm Hg*	511,5	253,5
temperatura na tłoczeniu	t_{tl}	^0C	76,0	61,8
ciśnienie powietrza za dmuchawą	p_{tl}	*ata*	1,705	1,356
Stan powietrza przed kryzą:				
ciśn. abs.	p_k	*ata*	1,680	1,317
temperatura	t_k	^0C	72,7	61,6
spiętrzenie w kryzie	h	$mm\ H_2O$	711	985
współcz. rozprężania	ε		0,985	0,972
ilość powietrza zassanego	$V_{zas.}$	m^3/min	1009	1060
Moce:				
elektryczna	N_e	*kW*	1325	1045
na sprzęgle	N_s	*kW*	1220	872
użyteczna przy sprężaniu izot.	$N_{u.\ iz.}$	*kW*	880	496
Sprawności:				
silnika	η_s	$^0/_0$	92	83,4
dmuchawy	$\eta_{t\ iz.}$	$^0/_0$	721	56,9
zespołu	$\eta_{z.\ iz}$	$^0/_0$	66,4	47,5



Rys. 3. Krzywe charakterystyczne turbodmuchawy wielkopiecowej przy $n = 2960$ *obr/min*.

Na rys. 3 podane są krzywe charakterystyczne turbodmuchawy przy $n^I = 2960$ *obr/min* oraz na rys. 4 krzywe przy $n_1 = 2960$ *obr/min* i $n_2 = 2700$ *obr/min*.

Gwarancje zostały dotrzymane; jedynie zjawisko pompowania zachodzi przy 55 $^0/_0$ nominalnej ilości zasysanego powietrza.



Rys. 4. Krzywe charakterystyczne turbodmuchawy wielkopiecowej przy n_1 — 2960 *obr/min* i n_2 — 2700 *obr/min*.

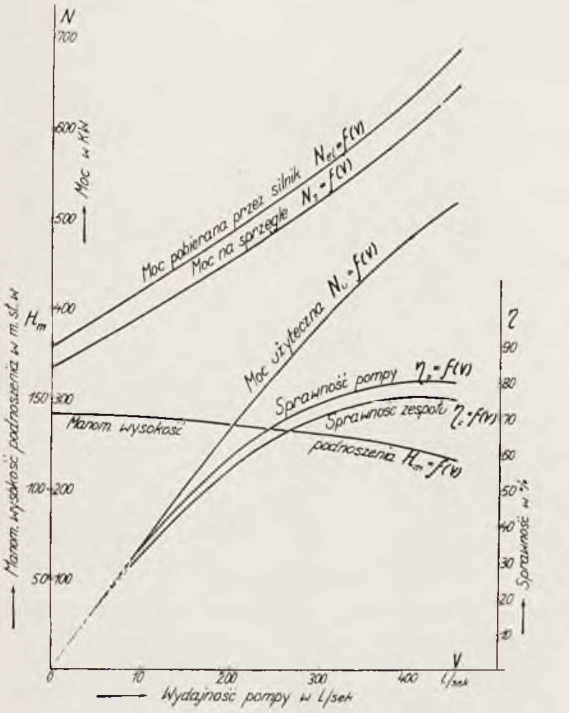
Pomiary pomp odśrodkowych.

Jednostopniowa, dwustrugowa pompa o wydajności nominalnej 370 *l/sek* i maksymalnej 450 *l/sek* jest napędzana silnikiem trójfazowym 700 *kW*, 1480 *obr/min*. Pompa posiada łożysko oporowe kulkowe, dwustronnie działające dla skompensowania sił osiowych oraz urządzenie do przyłączania rurociągu próżniowego dla zalewania pompy. Dostawca zagwarantował następujące liczby:

	Wydajność		
	300 *l/sek*	370 *l/sek*	450 *l/sek*
Manometryczna wysokość podnoszenia *m*	130	—	108
Sprawność pompy $^0/_0$	81	83	79
Tolerancja dla sprawności pompy $^0/_0$	3	1	3

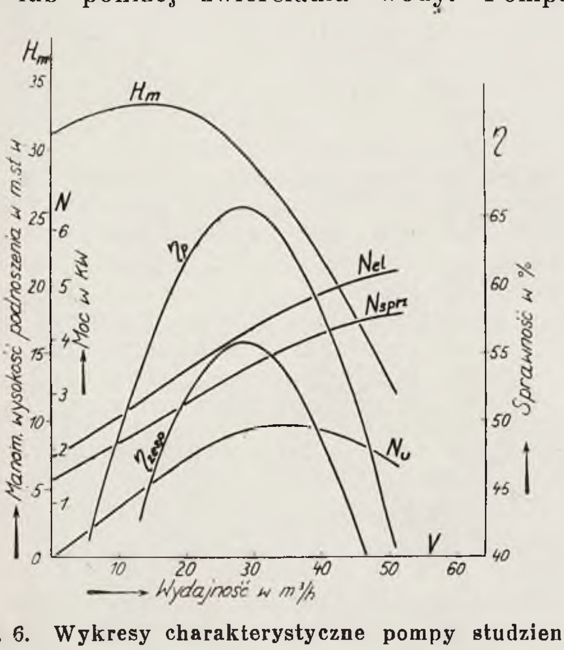
Rys. 5 przedstawia wykresy charakterystyczne pompy. Najwyższa sprawność pompy, wynosząca 80,5 $^0/_0$ zachodzi przy wydajności 410 *l/sek*. W czasie pomiaru pompy dla dokładnego zmierzenia ilości obrotów zastosowano metodę stroboskopową t. j. naświetlanie kreski na wale lampką neonową. Ilość obrotów zespołu można obliczyć ze wzoru $n = n_s\,(1 - s)$ gdzie n_s — jest synchroniczną ilością obrotów, obliczoną ze wzoru $n_s = n_{sn} \cdot \frac{f}{50}$; n_{sn} — ilość obrotów synchr. przy częstotliwości prądu $f = 50$ *okr/sek*. Poślizg $s = \frac{a}{2f} \cdot 100^0/_0$, gdzie a — względna ilość obrotów na sekundę kreski na wale. Metoda ta daje b. dobre wyniki, należy tylko dokładnie zmierzyć częstotliwość prądu f.

Na rys. 6 i rys. 7 podane są charakterystyki dwuch pomp wodociągowych: jednej studziennej — głębinowej i drugiej tłoczącej wodę do wieży ciśnień. Dwustopniowa pompa



Rys. 5. Wykresy charakterystyczne pompy przy n — 1480 obr/min.

głębinowa jest napędzana pionowym silnikiem asynchronicznym o mocy 7 *KM* przy 1425 *obr/min*. Silnik ustawiony jest na poziomie podłogi pomieszczenia nad studnią zbiorczą i napędza przy pomocy pionowego wału pompę, umieszczoną w otworze studziennym o 3,7 *m* poniżej poziomu podłogi. Pompa zasysa wodę ze studni zbiorczej i wytłacza na filtry żwirowe. Zależnie od poziomu wody w studni pompa może znajdować się powyżej lub poniżej zwierciadła wody. Pompa

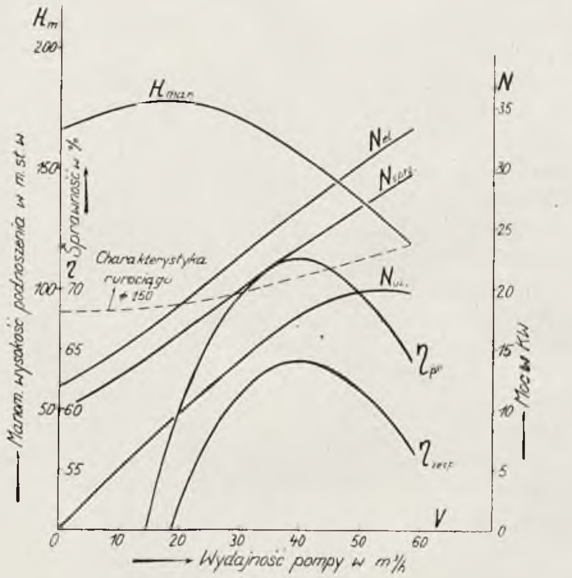


Rys. 6. Wykresy charakterystyczne pompy studziennej głębinowej.

główna jest 3-stopniowa, napędzana bezpośrednio silnikiem elektrycznym o mocy 45 *KM*, $n = 2920$ *obr/min*, tłoczy wodę z filtrów na wieżę ciśnień. Dostawca zagwarantował:

			Pompy	
			głębinow.	główna
Wydajność pomy	V	m^3/h	50,4	50,4
Man. wysokość podnoszenia	H_m	m	18	127
Nomimalna moc silnika	N	KM	7	45

Jak wynika z wykresu rys. 6 pompa głębinowa przy wydajności 50,4 m^3/h posiada manom. wysokość podnoszenia 12,5 *m*, czyli o 5,5 *m* mniejszą od podanej przez dostawcę.



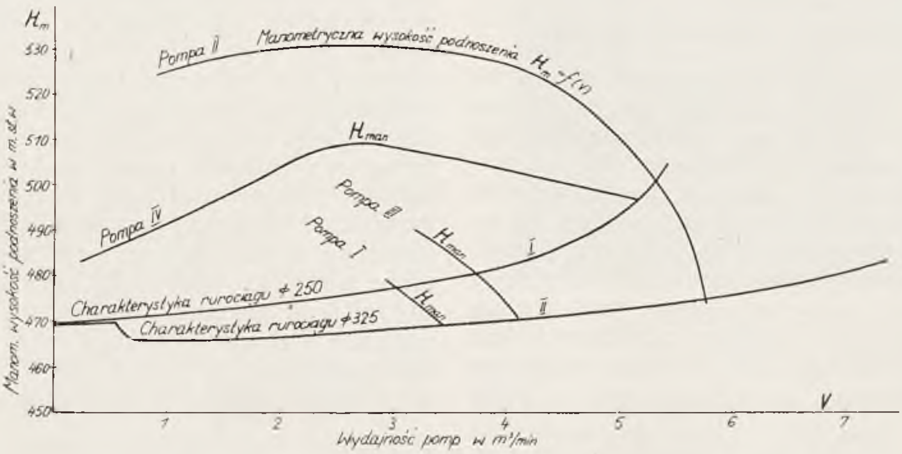
Rys. 7. **Wykresy charakterystyczne pompy i rurociągu.**

W czasie pomiaru uzyskana największa wydajność pompy wynosiła 50 m^3/h. Najwyższa sprawność pompy, wynosząca 66%, zachodzi przy wydajności 28 m^3/h. Jak widać z wykresu pompa dla założonych warunków została źle dobrana, gdyż pompa powinna pracować w pobliżu swej optymalnej sprawności. Pompa przedstawiona rys. 7 posiada przy wydajności 50,4 m^3/h wysokość manom. podnoszenia o 10 *m* wyższą od gwarantowanej. Optymalna sprawność pompy 72,5% zachodzi przy wydajności 40 m^3/h.

Na jednej z kopalń ustawione są na poziomie 450 *m* cztery pompy, które zasysają ze zbiorników wodę dołową i tłoczą ją na powierzchnię dwoma rurociągami o wspólnym wylocie do kanału. Geodetyczna wysokość podnoszenia wynosi 467 *m*. Dotychczasowy maksymalny dopływ wody dołowej wynosi 8 m^3/min, jednak przewiduje się zwiększenie dopływu do 13 m^3/min i zachodzi konieczność zainstalowania nowej pompy. Celem pomiaru było określenie charakterystyk istniejących pomp i rurociągów. Na rys. 8 podane są charakterystyki pomp i rurociągów. Pom-

py I, II i III są jednakowe. Z porównania charakterystyk pomp widać, że zmieniają się one znacznie zależnie od ilości godzin przepracowanych przez wirnik pompy; sprawność wyremontowanej pompy wynosi ok. 60 %, a po ok. 1000 *h* pracy 39 %. Ciśnienia statyczne w obu rurociągach są jednakowe; przy zwiększającym się wydatku krzywa charakterystyczna rurociągu II posiada przegięcie i opada wskutek powstawania depresji w gór-

Stan barometu zredukowany	.	735,4 *mm/Hg*
Próżnia w skraplaczu . . .	.	690,4 „
Temp. wody chłodzącej:	wlot	19,3° *C*
	wylot	29,2° *C*
Temperatura skroplin . . .	.	35,4° *C*
Rozchód pary na 1 *kWh* na zaciskach	.	7,4 *kg/kWh*
Rozchód pary przeliczony dla warunków gwarancji . . .	.	7,2 „



Rys. 8. Krzywe charakterystyczne pomp kopalnianych i rurociągów.

nej części rurociągu, spowodowanej spadkiem wody w pochyłej rurze, prowadzącej z poziomej części rurociągów w nadszybiu do kanału odpływowego. To zjawisko powoduje zwiększenie przesunięcia względem siebie krzywych charakterystyki rurociągów.

Badanie turbiny parowej.

Turbozespół składa się z kondensacyjnej turbiny parowej 12 *atn*, 325° *C*, 1175 *kW*, 3600 *obr/min*, napędzającej przy pomocy przekładni zębatej 5 generatorów prądu stałego 120 *V*, $n = 800$ *obr/min*. Turbina jest wykonana w następującym układzie: koło regulacyjne Curtisa i pozostała część reakcyjna. Tłok odciążający zmiejsza reakcję osiową na łożysko oporowe Michella.

W czasie pomiaru stwierdzono wzrost zużycia pary przez turbinę o ok. 20% w stosunku do zużycia pary podanego przez dostawcę. Dostawca zagwarantował następujące zużycie pary 13 *atn*, 325° *C*, przy temperaturze wody chłodzącej 15° *C*, odniesione do mocy na zaciskach generatorów:

przy obciążeniu 1175 *kW* — 5,65 *kg/kWh*
„ „ 587 „ — 6,10 „

Z pomiaru turbiny wykonanego przez dostawcę wynika, że gwarancje zostały rzekomo dotrzymane dla obciążenia 1175 *kW*, przy innym obciążeniu pomiaru odbiorczego nie wykonywano.

Zestawienie wyników pomiaru.

Moc sumaryczna na zaciskach generatorów	683 *kW*
Ciśnienie pary dolotowej . .	13,48 *ata*
Temperatura pary dolotowej .	319° *C*
Gwarantowany rozchód pary przy obciążeniu 683 *kW* (z wykresu, skonstruowanego dla punktów gwarantowanych) .	5,97 „
Wzrost rozchodu pary . . .	20,5 %

W czasie pomiaru stwierdzono, że skraplacz jest szczelny, działanie smoczka wodnego, usuwającego powietrze ze skraplacza zupełnie prawidłowe; regulacja jest w dobrym stanie, dławnice nie wykazują większych nieszczelności. Turbina pracuje już 9 lat. Wzrost zużycia pary po tylu latach pracy jest nieunikniony, nie powinien jednak być tak znaczny. Po zdjęciu osłony turbiny stwierdzono stan łopatkowania dobry. Jedynie łopatki średnioprężne miały krawędzie wlotowe zaostrzone i trochę zniszczone. Oprócz tego na wszystkich łopatkach stwierdzono nalot soli. Nadmiernych luzów i nieszczelności tłoka odciążającego nie stwierdzono. Wszystko to jednak nie mogło spowodować tak znacznego wzrostu zużycia pary i należy przypuszczać, że prawdopodobnie gwarancje zużycia pary dla nowej turbiny nie zostały dotrzymane w swoim czasie.

Chłodnie kominowe.

Przy pomiarach odbiorczych chłodni nasuwa się niekiedy następująca wątpliwość, którą chcemy tu wyjaśnić. Dostawcy chłodni podają przy wykresach chłodzenia, że jako normalne warunki przyjęto stan barometru 760 *mm Hg*. Ponieważ ciśnienie barometryczne u nas jest daleko niższe, żądają przy odbiorach chłodni uwzględniania specjalnej poprawki bardzo korzystnej dla dostawcy. Normy niemieckie „Regeln für Abnahmeversuche

an Rückkühlanlagen“ nie uwzględniają przy odbiorach chłodni specjalnych poprawek na stan barometru; stan ten wpływa wprawdzie na względną wilgotność powietrza, ale wpływ ten wyraża się poprawką tak małą, że może ona być pominięta. Dla uniknięcia późniejszych sporów należy przy zamawianiu chłodni zastrzec się, że żadne poprawki barometryczne nie będą uwzględniane.

Kontrola gospodarki wodnej w zakładach przemysłowych.

Rozwiązując różne problemy wodne stwierdziliśmy, że dla zorientowania się w danym zagadnieniu nie wystarczy zanalizować tylko jedną próbkę wody np. kotłowej lub zasilającej, lecz konieczne jest zbadanie wszystkich gatunków wody, jakie mogą mieć styczność z interesującym nas problemem. Jeżeli, naprzykład, mamy jakiś problem dotyczący wody kotłowej, wówczas biorąc pod uwagę wyżej powiedziane, musimy zanalizować nie tylko wodę kotłową, lecz również wodę surową, odmiękczoną, kondensat, muł z kotła i t. p. Dopiero mając uszeregowane przemiany zachodzące w wodzie widzimy, co należy zmienić, aby uzyskać poprawę istniejącego stanu rzeczy. Powyższa metoda postępowania wymaga jednak wykonania dużej ilości analiz i dlatego byłaby bardzo kosztowna i żmudna, o ile by analizy były wykonywane wagowo. Okazało się jednak, że umiejętnie wykonane analizy metodą miareczkową dają możność uzyskania dostatecznej dokładności, potrzebnej dla wysnucia wniosków w sprawach wody. Wskutek tego stało się możliwe wydanie opinii, po wykonaniu kompletnych miareczkowych lub kolorymetrycznych analiz wód, wchodzących w rachubę w ciągu stosunkowo niedługiego czasu np. już po paru godzinach. Powyższa metoda pracy została wykorzystana dla przeprowadzania okresowej kontroli gospodarki wodnej na miejscu w zakładach przemysłowych. W tym celu zostają przewiezione wszystkie przyrządy, potrzebne do analiz do zakładu przemysłowego, po czym zostają pobrane i zbadane próbki wód. Dla przykładu podajemy w tabeli wyniki badań wód w jednym z zakładów na Śląsku, używającym

TABELA I.

Wyniki badania wody w zakładzie: kopalnia

Oznaczenie próbek wody:
- I. surowa
- II. odmiękczona, pobrana za filtrem aparatu wapno — soda
- III. wapienna z sytnika wapna
- IV. kondensat powrotny z turbinowni, pobrany w kotłowni
- V. zasilająca, pobrana z rurociągu za pompą
- VI. z wodowskazu kotła Nr 5 300 m^2 ok. 20 kg/m^2h 13 *atn* 300° *C*
- VII. z wodowskazu kotła Nr 6 „ „ „ „ „
- VIII. z wodowskazu kotła Nr 8 400 m^2 „ „ „ „

		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Wygląd		klarowna	mętna	b. mętna	klarowna	klarowna	b. mętna	b. mętna	słabo mętna
Zawiesina ew. osad na dnie		brak	ślady osadu	osad	—	brak	osad	osad	osad
Gęstość	°*Bé*	0,07	0,72		0	0,15	1,40	2,09	0,95
Krzemionka SiO_2	*mg/l*	14,0	10,0				4,0	1,5	
Chlorki Cl'	*mg/l*	30,2	303,0		0	123 0	852,0	1275,0	657,0
Siarczany SO_4''	*mg/l*	268,5	2110,0		0		5890,0	9030,0	
Tlen O_2	*mg/l*				0,2	2,25			
Wolny dwutl. węgla CO_2	*mg/l*	198			0				
Alkaliczność *p*	$cm^3/100\ cm^3$	—	3,4			1.35	9,7	12,7	8.2
Alkaliczność *m*	$cm^3/100\ cm^3$	—	5,2			2,15	14,2	14,0	10.0
Ług sodowy $NaOH$	*mg/l*	—	64,0			18,0	208,0	456.0	256,0
Soda Na_2CO_3	*mg/l*		191,0			84,8	477,0	137,8	190,8
Kwaśna soda Na_2HCO_3	*mg/l*		0,0			0,0	0,0	0,0	0,0
Liczba alkaliczności			106,5			: 6,8	313,0	496,0	298,0
Utlenialność: $mgKMnO_4/l$		22.1	—				23,4	26,5	
Twardość całkowita	°*n*	20,70	[1])		0	0,6	6,9	11,7	5,2
Twardość węglanowa	°*n*	12,32	—						
Twardość stała	°*n*	8,38							
Alkal. wody wapiennej	°*n*			97,0					
Temp. wody wapiennej	°*C*			16					
Temp. w zbiorniku reakc.	°*C*		60						
Żelazo *Fe* [2])	*mg/l*	0,0	0,0				0,5	15,0	0,0

[1]) w okresie badań t. zw. twardość całkowita wody odmiękczonej wahała się od 0,4 do 15.45°*n* przeciętnie twardość wody wynosiła 3,6° niem.

[2]) zawartość żelaza oznaczono w wodzie niefiltrowanej, traktowanej stężonym kwasem solnym.

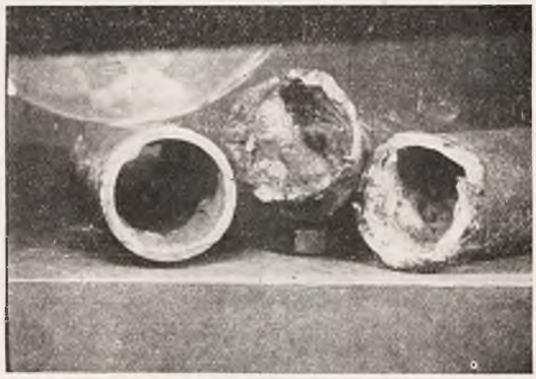
do zasilania kotłów mieszaniny z kondensatu z turbin i wody odmiękczonej metodą wapno-soda.

Z tabeli tej widać, że do aparatu odmiękczającego wprowadzana jest nadmierna ilość odmulin z kotła, a mimo to odmiękczenie wody jest niedostateczne. Na niedostateczne odmiękczanie wpływa także zbyt niska temperatura w zbiorniku reakcyjnym 60° *C* zamiast np. 85° *C*. Sytnik wapna pracuje również wadliwie, ponieważ daje wodę mętną, która jednak nie osiągnęła przy danej temperaturze stanu nasycenia. Kondensat z turbin nie jest twardy, lecz jest natleniony. Woda zasilająca, będąca mieszaniną kondensatu z turbin i wody odmiękczonej, jest twarda, zawiera zbyt dużo soli oraz tlenu. Ponieważ woda zasilająca nie jest odgazowana, w kotłach zachodzą korozje. Fakt ten potwierdza obecność związków żelaza w wodzie kotłowej i t. p. Woda w kotłach jest zbyt gęsta i kotły prawdopodobnie plują i t. p. Powyższą tabelę podaliśmy dla przykładu celem wykazania, że parogodzinne badania wód pozwalają na wyciągnięcie takich wniosków, które dawniej przy pojedyńczych analizach, wykonywanych wagowo w laboratorium, były zupełnie niemożliwe.

Badania pary na zawartość soli.

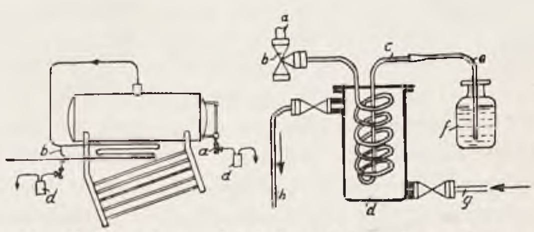
W ruchu kotłów dość częste jest zjawisko przepalania się przegrzewaczy. Przeważnie uważa się okresowe przepalanie przegrzewaczy za zjawisko normalne, powodowane utlenianiem żelaza przez parę przy wysokiej temperaturze i nie poświęca się temu zagadnieniu specjalnej uwagi. Po bliższym zbadaniu okazuje się jednak, że w większości wypadków przepalanie przegrzewaczy zostało przyśpieszone przez obecność soli wewnątrz rur przegrzewacza. Dla ilustracji jak silne osadzanie się soli może zachodzić w przegrzewaczach pary podajemy poniższą fotografię na rys. 9.

Proces osadzania się soli, który tu wystąpił nader wyraziście zachodzi w mniejszym lub większym stopniu prawie we wszystkich przegrzewaczach. W nowoczesnych kotłach przestrzeń parowa jest mała, ponieważ, ze względu na koszt, coraz częściej zmniejsza się rozmiar walczaka. Pociąga to za sobą skłonność kotłów do porywania soli. W ruchu już nie można zmienić istniejącej konstrukcji kotła, nie pozostaje zatem nic innego, niż prowadzić kocioł i utrzymywać jakość wody w kotle przez ciągłe i odpowiednie odmulanie w taki sposób, aby ilość soli w parze nasyconej przed przegrzewaczem była jak najmniejsza. Jeśli chodzi o wpływ wody kotłowej na proces porywania soli, to dotychczas uzależnia się pow. zjawisko od dwuch czynników: całkowitej ilości soli określanej przeważnie przez gęstość wody oraz próby na utlenialność, związanej z ilością substancji organicznych. Dla danych warunków ruchowych, t. j. dla danego typu kotła i danej jakości wody kotłowej można drogą próby ustalić, jaka jest dopuszczalna koncentracja soli w kotle, przy której rozpoczyna się porywanie soli. Próbę przeprowadzamy w następujący sposób: zamykamy zawór spustowy z kotła, przez co stopniowo wzra-



Rys. 9. Wycięte rury przegrzewacza, który uległ przepaleniu wskutek zasolenia.

sta koncentracja soli w wodzie kotłowej; fakt ten powoduje coraz to większe pienienie się zawartości walczaka i wzrost ilości soli w parze. Następnie co pewien okres czasu pobieramy przez chłodnicę próbkę kondensatu pary nasyconej z rurociągu przed przegrzewaczem. W chwili, gdy kondensat pary z kotła zawiera ślady chlorków lub barwi fenolftaleinę na różowo — co oznacza, że zagęszczenie soli w kotle osiągnęło dopuszczalną granicę — wówczas pobieramy przez chłodnicę próbkę wody z kotła i oznaczamy w niej gęstość i utlenialność. Schemat urządzenia



Rys. 10. Schemat urządzeń do pobierania próbek wody i pary z kotła.

do pobierania próbek pary i wody z kotła podany jest na rys. 10.

Celem dokładniejszego określenia ilości soli w parze nasyconej kondensat odparowujemy na parownicy i wagowo oznaczamy ilość suchej pozostałości w *mg/l*.

Ponieważ pienienie i porywanie soli przez parę wydatnie obniża pewność ruchu instalacji kotłowej (zasolenie przegrzewaczy pary) i silnikowej (zasolenie łopatkowania i regulacji turbin parowych; tworzenie się osadów olejowych oraz zacieranie cylindrów tłokowych silników parowych), dlatego też nie należy dopuszczać do nadmiernej zawartości soli w parze. Drogą prób ustalono, że zawartość soli w kondensacie z pary nasyconej równa 15 *mg/l* nie pociąga za sobą złych następstw. Korzystne jest jednak dla pewności ruchu instalacji nie przekraczać 5 *mg/l*.

W istniejących instalacjach należy co pewien czas badać parę z kotła i w zależności od ilości soli w parze zmieniać granicę zagęszczenia wody w kotle.

Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Katowicach, doceniając wagę badań nad zawartością soli w parze, zakupiło przenośną aparaturę do oznaczania ilości soli w kondensacie z pary. Przyrząd ten, oparty na pomiarze przewodności elektrycznej badanego kondensatu, pozwala na szybkie stosunkowo oznaczenie zmian zawartości soli w kondensacie z pary.

(d. n.)

B. GRABOWSKI, inż. techn.

ŻELIWNE KOTŁY OGRZEWAŃ CENTRALNYCH I ICH SPRAWNOŚĆ.

(Por. *Technika Cieplna*, 1938, str. 36).

Spaliny uchodziły do komina przy temperaturze 131° C i zawierały:

CO_2 — 8,3% i

CO — 0,4%.

Współczynnik wydajności badanego kotła prof. inż. Bache określił na 75,7%.

Czy dla tego typu kotłów zachodzi zjawisko stwierdzone dla kotłów o spalaniu dolnym, że współczynnik sprawności zwiększa się z wzrostem powierzchni ogrzewalnej nie jest mi wiadome.

Podczas wspomnianej już zagranicznej wycieczki naukowej miałem możność w jednym ze szpitali Kopenhagi zbadać kocioł żeliwny typu owalnego w wykonaniu duńskim.

Kocioł był chwilowo usunięty z miejsca pracy i znajdował się w takim stanie, jak go zdjęto — szukałem zawzięcie szpar i braków dobrze mi znanych i nie znalazłem ich.

Czy może nie dla tego Duńczyk wykonuje dobrze swe kotły żeliwne i następnie dba o należyty ich stan, że wogóle nie lubi tandety a ponadto zmuszony jest dbać o ekonomiczne i sprawne działanie kotłów ze względu na konieczność sprowadzania paliwa z zagranicy.

Jeżeli przyjąć osiągnięty przez prof. H. Bache współczynnik sprawności kotła żeliwnego formy owalnej w wysokości 75,7% jako „odświętny", to rzeczywisty, praktycznie osiągalny w życiu codziennym powinien być nie mniejszy od 55%, czyli że z górą 20% paliwa będziemy w takim razie liczyć jako stratę, spowodowaną różnicą obsługi kotła podczas badania i przeciętnymi codziennymi warunkami pracy kotła zostawionego bądź co bądź samemu sobie.

Należy zwrócić uwagę, że wogóle kocioł żeliwny z parogodzinnym zapasem paliwa w jamie paleniskowej, posiadając sprawny miarkownik spalania koksu, jest w lepszych warunkach od kotła wysokoprężnego, gdzie ekonomiczność spalania często zarzuconego węgla zależy w pierwszym rzędzie w znacznej mierze także i od palacza.

Jeżeli kocioł żeliwny jest czyszczony we właściwym czasie, jest szczelny i posiada sprawny miarkownik, to przyjęte 20% jako dodatkowa strata paliwa „na zapas" jest może nawet za wysoka — trudno ją w każdym razie usprawiedliwić.

Przed wojną, kiedy firmy ogrzewnicze musiały wraz z ofertą podawać także i rozchód paliwa dla danego budynku, uwzględniano dla tego typu kotłów współczynnik sprawności nawet nieco wyższy od 55%.

Niestety w porównaniu z czasami przedwojennymi obecny stan tej gałęzi przemysłu znacznie się obniżył.

Współczynnik w wysokości 55% można usprawiedliwić jeszcze dla kotła bez obsługi stałej, jeżeli zaś mamy w jednym miejscu kilka kotłów, gdzie palacz jest już niezbędny, to sprawność powinna być znacznie wyższa.

Słowem dbajmy o kocioł żeliwny, a będziemy mniej spalać koksu w instalacjach ogrzewania centralnego.

Praktyczne wyniki, jakie dała działalność doradcza Stowarzyszenia Doz. Kotłów w Poznaniu co do utrzymania kotłów żeliwnych w stanie należytym, potwierdzają w całości założenia powyższe.

Po doprowadzeniu kotłów do porządku zawsze osiągano znaczną oszczędność paliwa, sięgającą niekiedy 30% i więcej.

Dlaczego palacz obsługujący kocioł żeliwny w tym lub innym wypadku, wyraża swe uznanie z powodu mniejszego rozchodu paliwa, wszak oszczędność na koksie nie wpływa na jego kieszeń.

Rzecz prosto się objaśnia: kto musi zamiast 10 q koksu codziennie przerzucić do kotła tylko 6.5 — 7 q, ten w pierwszym rzędzie poczuje i oceni sprawne działanie kotła.

Przeciętny dom mieszkalny obsługiwany przez kotły żeliwne ogrzewania centralnego, zużywa rocznie około 300 — 500 q koksu, niedawno zaś badałem n. p. urządzenie ogrzewnicze zespołu budynków posiadających sumaryczną powierzchnię kotłów 464,5 m^2, gdzie ogrzewanie pracujące ze znacznymi przerwami w ciągu doby, pochłania 15.000 q rocznie koksu. W kotłowni Uniwersytetu

Poznańskiego dla ogrzewania dwuch pawilonów ustawiono 4 kotły żeliwne o wspólnej powierzchni ogrzewalnej 624,5 m^2, gdzie rozchód będzie sięgał około 25,000 q koksu rocznie. Wobec stałego wzrostu cen na koks jest nad czym się zastanowić i pokusić o oszczędność na tym polu.

Każdy kto styka się z kotłami żeliwnymi łatwo może się do oszczędności przyczynić.

W pierwszym rzędzie jest tu pole działania dla Stowarzyszeń Dozoru Kotłów, które muszą nieraz zastąpić w danym wypadku inżyniera ruchu, znającego się na sprawach cieplnych, jakiego każda dobrze rozumiejąca swój interes większa fabryka powinna posiadać.

Następnym typem kotłów żeliwnych o spalaniu górnym spotykanych w województwach b. zaboru pruskiego są kotły wyrobu Buderussche Eisen - Werke Wetzlar, które na rynku zjawiły się od 1909 roku.

Jak widać z rys. 17, jama paleniskowa tych kotłów nie leży po środku, mając z prawej i lewej strony kanały spalinowe. Jest ona przesunięta na bok i zajmuje znacznie większą część kotła, podczas gdy mniejsza część przeznaczona jest na kanały spalinowe, które w ten sposób znajdują się tylko z jednej strony kotła.

Tego rodzaju konstrukcja ma przewagę w porównaniu z poprzednio opisanym typem pod tym względem, że spaliny kotłów owalnych zbierając się w podstawie kotłów zwykle odprowadzane są następnie tylko z jednego boku, czyli wtedy prawe lub lewe kanały kotła w stosunku do jamy paleniskowej znajdują się w lepszych warunkach ciągu — inaczej mówiąc, jedna strona kotła typu owalnego zawsze pracuje znacznie silniej, co może wywołać pękanie kotłów owalnych, wskutek nierównomiernego nagrzewania się i nadmiernego forsowania jednej części kotła.

Międzyelementowe kanały kotła o górnym spalaniu budowy Buderussche Eisenwerke Wetzlar, posiadają ujście dla spalin w czopuchu, który stanowi nierozerwalną całość z kotłem.

Pod tym względem dany typ i wogóle wszystkie znane mi kotły żeliwne posiadają przewagę konstrukcyjną i różnią się zasadniczo od typu owalnego, którego podstawa, stanowiąca czopuch, jest składową częścią kotła i której szczelność powietrzną w miejscu styku z owalną częścią tak trzeba dbać, jak to było wyjaśnione wyżej.

Otwory do czyszczenia kanałów międzyelementowych, jako znajdujące się na prostych, chociaż nieco pochyłych górnych płaszczyznach kotła, są wskutek tego znacznie łatwiejsze do uszczelnienia w porównaniu z typem owalnym, bo możliwe nieszczelności pokrywek podbitych azbestem bardzo łatwo jest usunąć, zasypując powierzchnię pokrywek miałkim suchym piaskiem (rys. 17).

Dolny przedni otwór do czyszczenia czopucha posiada pokrywę żeliwną, szczelnie dopasowaną, która nie paczy się, jak to zachodzi w kotłach typu owalnego i znacznie łatwiej może być zawsze utrzymana w stanie szczelnym, ponieważ powierzchnie styku są strugane albo frezowane i uszczelnione li tylko przez dopasowanie.

Wszechświatowa firma Nationale Radiator Gesellschaft (National Radiator Company) — Compagnie Nationale de Radiateurs, Schönebeck, a. d. Elbe) wypuściła na ry-



Rys. 17

nek kotły żeliwne o spalaniu górnym typów: CI, CII. CIII, CIV, CV, 1 - D, 2 - D, 1 - F, 2 - F, 3 - E, z których na Pomorzu i w Poznańskim spotykałem tylko typ C i F.

Kotły typu C nie posiadają rusztów chłodzonych wodą obiegową i wogóle już nie są wyrabiane przez Nation. Rad. Gesellschaft, przynajmniej nie ma ich już w katalogu na rok 1925.

Jama paleniskowa kotłów N. R. G. mieści się pośrodku, przy czym w typach C i D spaliny mają ujście z kotła w górnej jego części.

Pod tym względem konstrukcja tych typów jest niewygodna, ponieważ zmusza do zastosowania górnych czopuchów żelaznych pomiędzy kotłem a kominem.

Kotły N. R. G. zawsze cechuje pierwszorzędne wykonanie — wszystkie drzwiczki posiadają np. frezowane powierzchnie styków tak, iż bez trudu można utrzymać kocioł w stanie szczelnym.

Zastosowanie kotłów żeliwnych o spalaniu górnym można usprawiedliwić tylko dla ogrzewań względnie małych budynków — np. Buderussche Eisenwerke Wetzlar wykonuje kotły tego typu tylko o pow. ogrzewalnej do 15 m^2.

Na zakończenie opisu kotłów żeliwnych z tak zw. spalaniem górnym, należy zwrócić uwagę jeszcze na tę okoliczność, że spaliny w górnej części jamy paleniskowej, zawierające CO i węglowodory, przy otwieraniu górnych przednich drzwiczek zarzutowych i przez doprowadzenie w ten sposób wtórnego powietrza, wybuchają płomieniem, który bardzo często wyrzucany bywa w sposób gwałtowny na zewnątrz — o czym palacz obsługujący kocioł powinien pamiętać.

Powyższe zjawisko może zachodzić, jeżeli paliwo użyte dla tych kotłów jest zbyt mokre — posiada wilgoci ponad 15%. Dotyczy

to przede wszystkim brykietów węgla brunatnego.

W związku ze znaczną zawartością wilgoci w paliwie — przy użyciu np. koksu z grudami śniegu — należy się jeszcze obawiać tego, że para wodna wspólnie z siarką paliwa powoduje tworzenie się na powierzchni elementów kotła siarczanu żelaza, co rozumie się niszcząco wpływa na materiał nawet kotłów żeliwnych, pomimo, iż żeliwo dzięki zawartości krzemu jest stosunkowo dość odporne.

Przypuszczano, iż grafit znajdujący się w żeliwie odgrywa również wielką rolę w chronieniu metalu od zniszczenia przez rdzę — nowsze doświadczenia nie potwierdziły tego poglądu [5]).

Rdzy niszczącej tworzywo kotłów żeliwnych, nie udało mi się zauważyć przy kotłach o górnym spalaniu, natomiast stwierdziłem, że występuje ona jaskrawo przy kotłach o spalaniu dolnym, posiadających kilka palenisk.

Kotły o spalaniu dolnym.

O ile mamy do czynienia z instalacjami o większych rozmiarach, lub też z góry chcemy zaoszczędzić na paliwie, to prawidłowym będzie zastosowanie kotłów żeliwnych li tylko o tak zw. spalaniu dolnym.

Niektórzy praktycy idą nawet tak daleko, że kotły o spalaniu górnym radzą tolerować tylko w tych wypadkach, kiedy kocioł pracuje ze znacznymi przerwami i wymagana jest znaczna wydajność chwilowa, natomiast w warunkach stałej pracy bez przerw uważają za właściwe stosowanie jedynie kotłów o spalaniu dolnym [6]).

Kotły o tak zw. spalaniu dolnym różnią się od wyżej opisanych konstrukcją jamy paleniskowej, która pozwala na należyte wyzyskanie paliwa, dzięki celowemu kierowaniu ujściem spalin (rys. 18).

Cała jama paleniskowa zapełniana zostaje koksem, co stanowi zapas paliwa na kilka godzin.

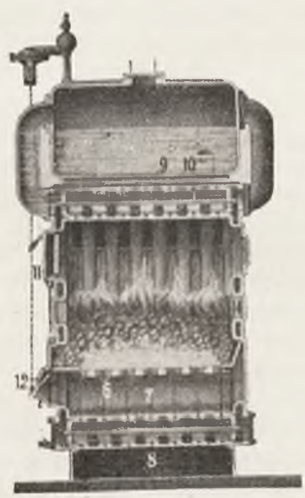
Spalanie odbywa się bezpośrednio nad rusztami — płonąca warstwa koksu jest stałej grubości, — przy czym same spaliny po obu bokach w zależności od wielkości kotła zawsze mniej więcej na wysokości jednej trzeciej jamy paleniskowej uchodzą do międzyelementowych kanałów kotła, oddając następnie swe ciepło przez powierzchnię grzejną wodzie.

W ten sposób koks na wysokości około $2/3$ jamy paleniskowej pozostaje poza sferą ognia — w stanie nawet nierozżarzonym — i służy jako zapas, który, stopniowo opadając w dół jamy, zasila ognisko w miarę spalania się.

Przebieg spalania odbywa się w normalnych warunkach równomiernego obciążenia zawsze przy jednej i tej samej wysokości płonącej warstwy koksu, przy czym samoczynny miarkownik dopływu powietrza pod ruszta może w zależności od zapotrzebowania ciepła w bardzo krótkim czasie i to bez widocznych strat paliwa zwiększyć lub zmniejszyć wydajność kotła przez odpowiednie regulowanie dopływu powietrza pod ruszta.



Rys. 18



Rys. 19

Powyżej przytoczony przebieg spalania w kotłach o spalaniu dolnym i porównanie go z przebiegiem spalania w kotłach owalnych uwypukla i czyni zrozumiałą większą sprawność kotłów o spalaniu dolnym.

Prof. Bache podczas badań w laboratorium politechniki w Kopenhadze dnia 28. II. 1925 r. kotła o spalaniu dolnym budowy De Forenede Jernstöberrier stwierdził współczynnik sprawności w wysokości 82,4%, przy czym w spalinach zawartość *CO* wynosiła 0,1%.

Koks posiadał dolną wartość opałową 5992 *kcal*, przy zawartości wody 12,91% i siarki 1,25%. Ciąg wynosił 3,8 *mm* słupa wody.

Przy praktycznej ocenie kotłów należy-

---

[5]) Przegląd Techniczny Nr 37, 1929. E. Piwowarski & Kötschke Archiv für das Eisenhüttenwesen 1928, str. 333.

[6]) W. Heepke - Warmwassererzeugung, 1929, str. 121.

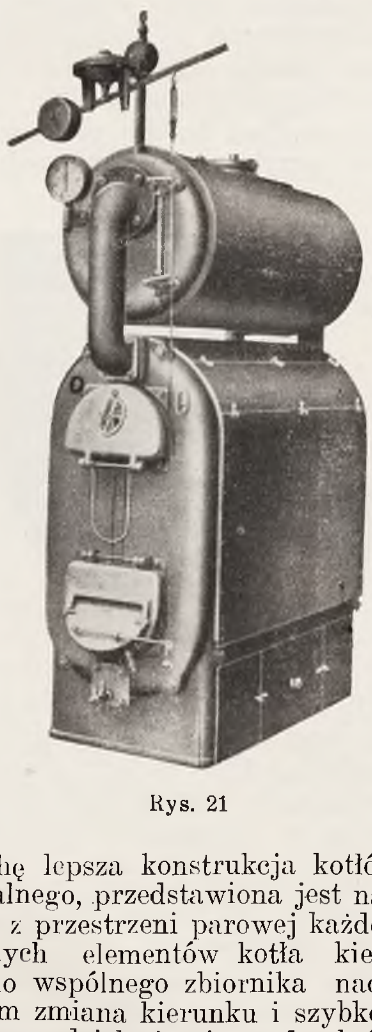
cie wykonanych i dobrej konstrukcji o spalaniu dolnym należy przyjąć, iż ich sprawność jest większą o 10% od sprawności kotłów o spalaniu górnym.

Poza przytoczoną przewagą, dotyczącą należytego przebiegu spalania w kotłach o spalaniu dolnym, bardzo dodatnio wyróżnia się również omawiana konstrukcja i pod tym



Rys. 20

względem, że pozwala się obejść bez specjalnych górnych zbiorników pary, szczególniej tak niefortunnych u kotłów parowych typu owalnego w wykonaniu w/g rys. 19.



Rys. 21

Trochę lepsza konstrukcja kotłów, także typu owalnego, przedstawiona jest na rys. 20.

Para z przestrzeni parowej każdego z poszczególnych elementów kotła kieruje się wprost do wspólnego zbiornika nad kotłem, przy czym zmiana kierunku i szybkości pary powoduje wydzielenie się wody, która z powrotem spływa do wnętrza elementów. Wobec tego para nie jest tak mokrą, jak to ma miejsce w kotłach uwidocznionych na rysunku 19,



Rys. 22

gdzie para ze wszystkich elementów danego kotła musi się przedostawać do górnej parowej części zbiornika, tylko przez króćce, znajdujące się z przodu i z tyłu kotła.

Należy pamiętać, że para nadmiernie mokra jest droga, inaczej mówiąc, kocioł, który ją wytwarza, zużywa więcej paliwa.

Kotły parowe w tym lepszym wykonaniu posiadają tę przewagę, że nie wymagają znacznych pogłębień kotłowni ze względu na niższy poziom wody w porównaniu z kotłami parowemi według rys. 21.

Zasługuje na uwagę zastosowanie u kotłów tego nowego typu wodowskazów systemu Klingera, które jak wiadomo w praktyce są



Rys. 23

tak cenione ze względu na swą trwałość i czytelność wskazań, szczególniej jeżeli powierzchnia szkła ze strony wodnej jest graniasta.

Typowymi przedstawicielami kotłów o spalaniu dolnym są kotły firm:

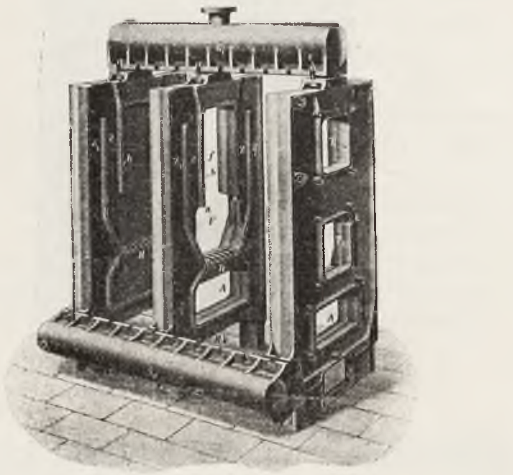
Gebr. Koerting, Akt. Ges. Hannover (rys. 22).

Buderussche Eisenwerke Wetzlar (rys. 23).

Nationale Radiator Gesellsch. Schönebeck a/Elbe.

Fritz Kaeferle, Hannover, (rys. 24), obecnie nieistniejąca, której produkcję przejęła Aktiengesellschaft für Heizung und Lüftung, Hannover - Heinholz.

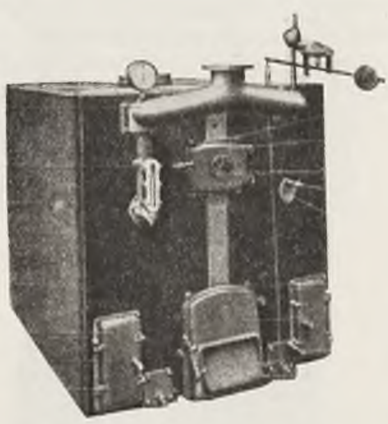
Strebelwerk, Mannheim, (rys. 25; 26 i 27), wykonywanych przez firmy John i Weigt w Łodzi.



Rys. 24

Kotły te spotyka się głównie na terenie województwa Poznańskiego i Pomorskiego.

Wydajność kotłów żeliwnych może się wahać w znacznych granicach w zależności od ustawienia zasuwy dymowej i klapy na dopływie powietrza pod ruszta; sięga ona przy największej sprawności dla kotłów parowych 7000



Rys. 25

kcal na godzinę w m^2 i dla kotłów wodnych 8000 *kcal* z m^2 na godzinę.

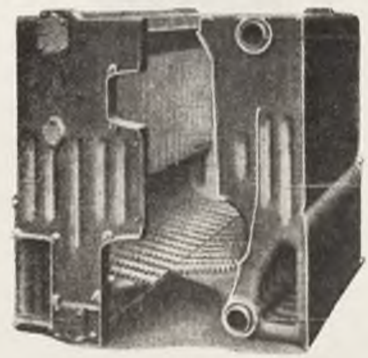
Przejściowo — kotły żeliwne np. przy uruchamianiu można obciążać więcej, jednak nie przekraczając norm powyższych o 25 — 30%.

Przy całkowicie otwartej klapie dopływu powietrza pod ruszta wskazana wyżej wydajność kotłów daje się osiągnąć w zależności od konstrukcji i typu przy ciągu od 2 do 3 *mm* słupa wody.

W celu zabezpieczania większej elastycznością regulowania i aby pewniej uniknąć możliwości wydostawania się do kotłowni czadu — *CO* — lepiej, aby kotły posiadały ciąg większy o 1 *mm*, pracując przy przytłumionej klapie dopływu powietrza.

Dla uniknięcia nieekonomicznej pracy kotła żeliwnego i w celu zabezpieczenia możliwie największej długowieczności ciąg nie powinien przewyższać w żadnym razie 5 — 6 *mm* słupa wody.

Wobec tego podczas mroźnej pogody wskazanym jest pamiętać o konieczności przymykania zasuwy dymowej i klapy dopływu powietrza pod ruszta.

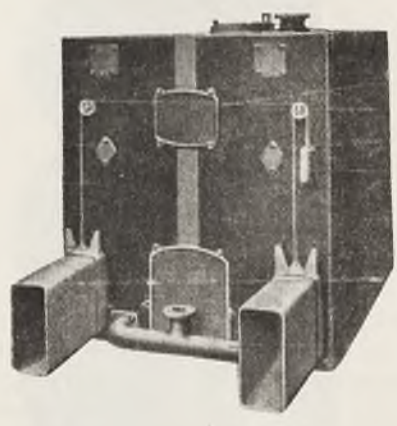


Rys. 26

Z powyższego wynika, że forsować kotłów żeliwnych nie wolno.

Kocioł żeliwny włączony do komina fabrycznego może ulec zniszczeniu.

Ciekawym jest bardzo rozkład ciągu w skrzynkach przyłącznych, jaki został stwierdzony i ustalony w 6-cio paleniskowym kotle żeliwnym typu Catena o pow. ogrzew. 144,25 m^2 w kotłowni Uniwersytetu Poznańskiego, w celu osiągnięcia jednocześnie równomiernego spalania we wszystkich częściach paleniska.



Rys. 27

Ciąg przy otwartych zasuwach czopuchowych wynosił w poszczególnych siedmiu skrzynkach przyłącznych:

7 *mm;* 7,5 *mm;* 8 *mm;* 8,5 *mm;* 9 *mm:* 9,5 *mm* i 10 *mm* słupa wody.

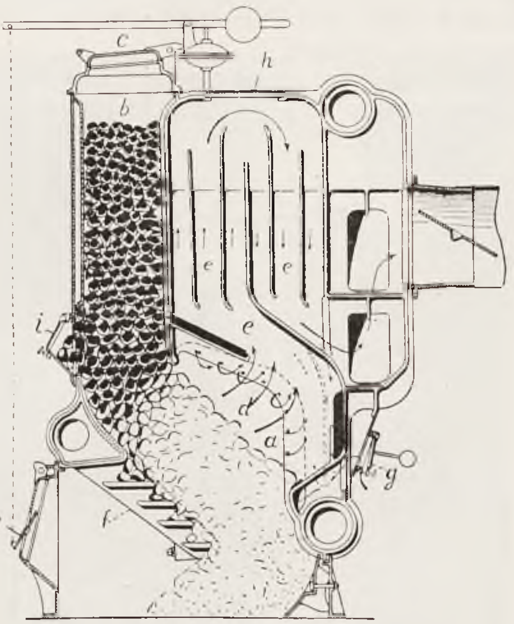
Ażeby otrzymać jednakowy ciąg wynoszący 3 *mm* słupa wody we wszystkich skrzyn-

kach przyłącznych, trzeba było przymknąć odpowiednie zasuwy o wielkości:

100 *mm;* 106 *mm;* 111 *mm;* 120 *mm;* 125 *mm;* 132 *mm* i 140 *mm* przy czym ciąg w kominie przed zasuwą wynosił 6 *mm* słupa wody.

Jak widać z powyższego, wielopaleniskowe kotły wymagają od palacza pewnego wyszkolenia i znajomości rzeczy, inaczej o sprawnym oszczędnym spalaniu w kotłach tego typu nie może być mowy.

Kotły wielopaleniskowe były wprowadzone na rynek niemiecki przez firmę Stre-



Rys. 28

belwerk w Mannheimie, która nie znalazła jednak naśladowców za granicą w osobach firm współzawodniczących.

Obecnie i firma Strebelwerk w Mannheimie nie pomieszcza kotłów tego typu w swych katalogach.

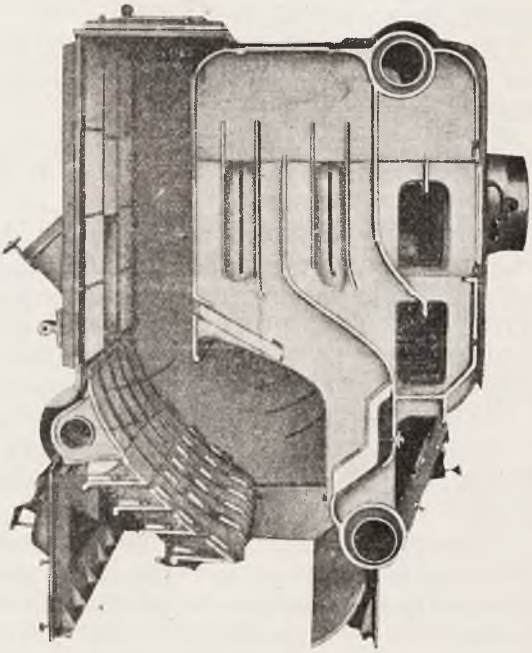
Czas i u nas zaprzestać stosowania kotłów wielopaleniskowych.

Towarzystwo Starachowickich Zakładów Górniczych Sp. Akc. wprowadziło na nasz rynek kotły Recka konstrukcji firmy Recks Opvarmnings Co A/S Esromgade Köbenhavn, pierwotnie w wykonaniu oryginalnym, jak to uwidocznione jest na rys. 28. Dzięki uprzejmości Dyrekcji Zakładów Starachowickich kocioł tego typu był badany przezemnie na miejscu w Starachowicach, dnia 4 maja 1933, przy czym okazało się, że przy zastosowaniu węgla o wymiarach 25 — 50 *mm* z kopalni Renard spalanie odbywało się zadowalająco. Następnie typ ten ulegał zmianom i obecnie posiada konstrukcję uwidoczniona na rys. 29. Bliższe szczegóły dot. kotłów Recka będą omówione w osobnym artykule, który będzie dotyczył zastosowania węgla a głównie miału węglowego w kotłach żeliwnych. Tutaj chciałbym tylko zaznaczyć, że należy się starać, ażeby podczas pracy kocioł Recka posiadał

stożek popiołu pod rusztami, jak to pokazano jest na rys. 30. O ile w jednej kotłowni jest kilka kotłów Recka, to należy zaopatrzyć kotłownię w bardzo dobrą wentylację, ze względu na znaczną temperaturę powietrza w kotłowni.

Na zakończenie należy zwrócić uwagę na szereg doświadczeń wykonywanych w ostatnich latach w Niemczech i Szwajcarii w celu wyjaśnienia zależności pomiędzy współczynnikiem sprawności kotłów żeliwnych a:

1) gatunkiem koksu i jego ziarnistości,



Rys. 29

2) spalaniem górnym lub dolnym i

3) wahaniami i przerwami w obciążeniu co ma np. miejsce podczas pracy w nocy.

Zmarły przedwcześnie prof. Chr. Eberle, którego nazwisko nie jest obce żadnemu inżynierowi zajmującemu się sprawami energetycznymi, po szeregu doświadczeń w warunkach normalnej pracy przyszedł do wniosków że:

a) współczynnik sprawności w znacznej mierze zależy od własności koksu, szczególniej jego wytrzymałości i zdolności przenikania przez gazy, następnie od wielkości spalanych pecynek.

Zawartość popiołu i jego punkt topliwości wywiera również znaczny wpływ.

b) Sposób spalania, górny lub dolny, wywiera bardzo silny wpływ na pełne spalanie.

Paleniska o spalaniu górnym wskutek niepełnego spalania wykazują w ogólności daleko znaczniejsze straty szczególnej w razie zastosowania miękkiego i łatwo przenikliwego dla gazów koksu, w jakich warunkach nieuniknione jest formowanie się w dużej ilości tlenku węgla *CO*, który w stanie niespalonym uchodzi do czopucha.

Paleniska o spalaniu dolnym przy należytych warunkach zabezpieczają praktycznie

całkowite spalanie przy każdym koksie nawet przy mniejszym nadmiarze powietrza.

c) Jeżeli warunkom gwarantującym należyte wyzyskanie paliwa uczyniono zadość, to nawet w warunkach codziennej pracy włączając wahania w obciążeniu osiąga się współczynnik sprawności, który niewiele się różni od współczynników otrzymywanych podczas prób gwarancyjnych w laboratoriach [7]).

Wyniki ogłoszonych badań wykonywanych przez innych inżynierów dowiodły również, że wielkość pecyn koksu gra najważniejszą rolę. Ze względu na współczynnik sprawności, można przyjąć, że:

I. dla koksu gazowego wielkość kawałków powinna wynosić około 1/5 wysokości płonącej warstwy.

II. dla koksu hutniczego wielkość kawałków powinna wynosić około 1/7 — 1/9 wysokości płonącej warstwy.

Syndykaty węglowe w Niemczech dostosowały się do powyższych wyników badań i sprzedają koks odpowiednio sortowany, a w swych broszurach propagandowych podają wprost tablice na podstawie których zamawiający może wybrać ten gatunek koksu, jaki najlepiej odpowiada danemu kotłowi.

U nas ta sprawa leży odłogiem i nie zwraca się zupełnie uwagi na zamawianie odpowiednio sortowanego koksu.

Gazownie Miejskie koksu nie sortują a powinny, bo należycie sortowany dobry gazowy koks, przy odpowiednio dostosowanym ciągu dla kotłów o dolnym spalaniu, daje prawie te aby:

Na terenie Pomorza i Poznańskiego osiągnęliśmy zadowalające rezultaty radząc same wyniki, co i koks hutniczy.

A) koks używać o średniej wielkości pięści dziecięcej,

B) nie stosować pod żadnym pozorem miału koksowego,

C) nie rzucać do jam paleniskowych pecyn koksu rozmaitej wielkości,

D) przy użyciu koksu gazowego zmniejszać odpowiednio ciąg,

E) dostarczać koks w dni pogodne, szczególniej przy zamawianiu w miejscowej gazowni,

F) nie zarzucać do jam paleniskowych koksu mokrego,

G) przechowywać koks pod dachem.

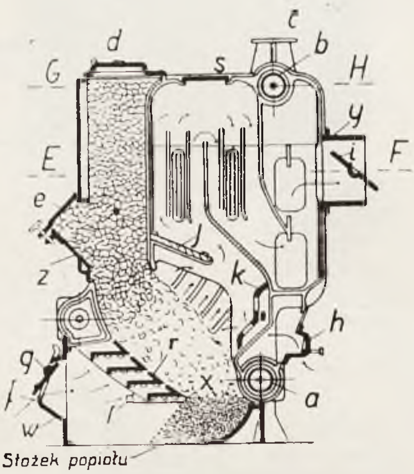
Po zapoznaniu się z powyższymi zasadniczymi uwagami o istniejących konstrukcjach kotłów żeliwnych młody inżynier może zapytać, jakie kotły dla danej instalacji ma wybrać, mając do dyspozycji li tylko katalogi sprzedawców.

[7]) Die Wärmeausnutzung in koksgeheizten Sammelheizungskesseln Gesundheits — Ingenieur Heft 33, rok 1928.

Jak to zaznaczyłem i uzasadniłem, kotły o spalaniu dolnym są ekonomiczniejsze i wobec tego dla małych ogrzewań wysuwa się na plan pierwszy typ wprowadzony na rynek niedawno przez jedną z wytwórni i wykonywany w wielkościach od 2,6 m^2 do 5,8 m^2.

Poczynając od wielkości 5,8 m^2 do 17 m^2, rynek nasz nie posiada typu o spalaniu dolnym, któryby można utrzymywać w stanie szczelnym pod względem powietrznym, gwarantującym ekonomiczne spalanie i który byłby trwały, jeżeli mieć na względzie pękanie elementów w jamach paleniskowych z powodu wad konstrukcyjnych, powodujących wskutek tego znaczne straty materialne dla gospodarki ogólnej.

Pozostaje więc w wyżej wymienionym zasięgu potrzebnej powierzchni ogrzewalnej



Rys. 30

stosować typ owalny o górnym spalaniu, wykonywany w wielkościach od 2,4 m^2 do 17 m^2.

Typ ten posiadając mniejszy współczynnik sprawności od kotłów o spalaniu dolnym, podczas eksploatacji daje wyniki niezadowalające, ponieważ trudno jest kocioł utrzymać w stanie szczelnym pod względem powietrznym.

Nie zdarzało mi się jeszcze spotkać kotła typu owalnego o szczelnych górnych pokrywach otworów do czyszczenia kanałów międzyelementowych — również dolne pokrywy otworów do czyszczenia czopucha w podstawie kotła są zawsze nieszczelne.

Należy podczas odbioru z całą sumiennością sprawdzać stan szczelności wszystkich pokryw.

Również podczas eksploatacji konieczny jest stały dozór nad kotłami tego typu.

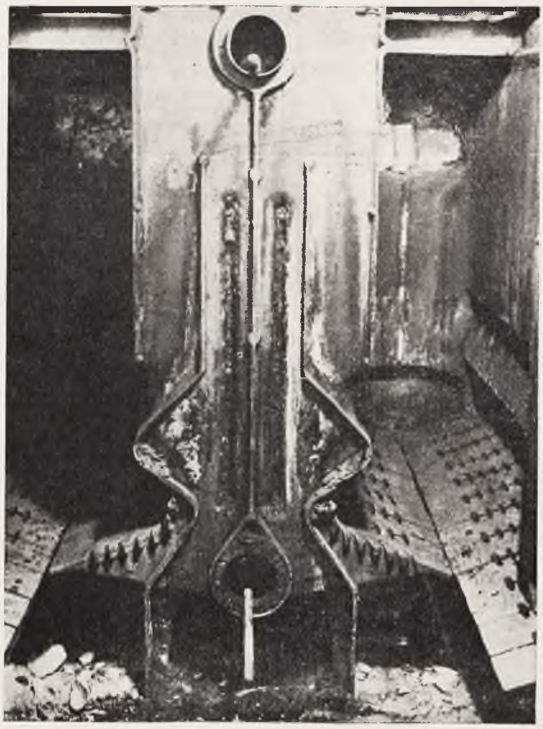
Typ owalny, wykonany w wielkościach od 6,5 m^2 do 17 m^2, szczególnie trudno jest utrzymać w stanie szczelnym. jeżeli mieć na względzie boczne pokrywy, które prawie w pionowej pozycji muszą przykrywać otwory do czyszczenia kanałów międzyelementowych.

Przy stosowaniu kotłów typu owalnego, należy unikać używania żeliwnych skrzynek przyłącznych tak zwanych pojedyńczych, po-

siadających zasuwy w formie obrotowych klap, umieszczonych wewnątrz skrzynek.

Rynek polski czeka na inicjatywę wprowadzenia kotła o dolnym spalaniu w wielkości 5,8 m^2 do 17 m^2, przy czym takie typy są opracowane i wypróbowane, jak to zostało omówione wyżej przez firmy: Nationale Radiator — Gesellschaft, Buderus'sche Eisenwerke Wetzlar i inne.

Poczynając od 17 m^2 powierzchni ogrzewalnej i do 53 m^2 posiadamy nowowprowadzony stosunkowo niedawno typ kotła o dolnym spalaniu, który odpowiada typom wykonywanym przez Nationale Radiator Ges.



Rys. 31

i jest zadowalający pod względem konstrukcyjnym.

Typ ten został wprowadzony po części dzięki krytyce typów kotłów o wadliwej konstrukcji.

Przy zamawianiu i podczas kontroli należy uważać, ażeby górne pokrywy otworów do czyszczenia kanałów międzyelementowych kotłów o górnym spalaniu były dobrze dopasowane i dodatkowo uszczelniane przez zasypywanie górnej powierzchni suchym, miałkim piaskiem.

Skrzynki przyłączne kotłów o dolnym spalaniu należy używać w wykonaniu tak zwanym pojedyńczym, unikając stosowaniu tak zwanych podwójnych skrzynek przyłącznych, które posiadają dodatkowe wyczystki zawsze w praktyce nieszczelne.

Należy dbać również i stale przestrzegać. ażeby połączenie pomiędzy skrzynką przyłączną a kotłem i murowanym czopuchem, było zawsze zupełnie szczelne.

Nie polegając na nikim, inżynier osobiście podczas odbioru i w czasie kontroli, powinien sprawdzić zapomocą płomienia świecy stearynowej szczelność powietrzną wszystkich połączeń kotła.

Przy zamawianiu wszystkich kotłów żeliwnych należy żądać, aby dopływ powietrza odbywał się z tyłu kotłów, przy czym miarkowniki dopływu powietrza pod ruszta należy stosować typów poprzednio omówionych.

O ile przy kotłach głównie o dolnym spalaniu ochronna płyta dolnych drzwiczek zacznie pękać, to należy w górnej części drzwiczek nawprost otworu jamy paleniskowej wywiercić od 4 do 6 otworów o średnicy około 5 — 7 *mm*, w ten sposób umożliwione będzie chłodzenie tylnej płyty ochronnej, przy czym pękanie względnie niszczenie będzie zahamowane.

Przy zamawianiu kotłów należy żądać, ażeby w skrzynkach przyłącznych pomiędzy kotłem a zasuwą dymową, znajdował się otwór o średnicy około ½" w celu umożliwienia mierzenia ciągu.

Należy żądać, ażeby górne tylne wnęki w jamach paleniskowych kotłów były wykładane w sposób trwały cegłą szamotową.

Jak to już wyżej wzmiankowałem, nie należy stosować typu kotłów, posiadających kilka palenisk w jednym kotle. Nie będę tego uzasadniał, bo w katalogach już tych typów niema. Załączony rys. 31 elementu takiego kotła wskazuje, że w wybrzuszonych miejscach od strony ogniowej zbiera się brud, który ogranicza możliwość chłodzenia tej części elementów, która w krótkim stosunkowo czasie pęka, jeżeli dodatkowo od strony wodnej w wybrzuszeniu osiądzie kamień kotłowy, nawet nieznacznej grubości — około 2 *mm*.

Zwykle wybrzuszone miejsce elementów tego typu kotłów przed pęknięciem otrzymuje czerwone zabarwienie, co jest pierwszym ostrzeżeniem, że elementy będą pękać.

Jedynym ratunkiem dla przedłużenia okresu pracy takiego kotła jest odpowiednie wygotowanie rozcieńczonym kwasem solnym, ściśle według specjalnego przepisu, w celu usunięcia kamienia, następnie rozebranie całego kotła i wyczyszczenie całej powierzchni wodnej i ogniowej, którą następnie przed złożeniem kotła, należy natrzeć starannie dwa razy grafitem płatkowym.

Przy wymienionym wyżej wygotowaniu kotła i następnym gruntownym wyczyszczeniu od strony wodnej zostaje usunięty nietylko częściowo kamień kotłowy, ale także wszelki osad i brud, który pozostał podczas odlewu i nie był przez niedopatrzenie usunięty, głównie z wybrzuszonych miejsc, gdzie dostęp jest utrudniony.

Nie trzeba tylko zapomnieć zamówić przed rozebraniem kotła odpowiedniej ilości złączek stożkowych, ponieważ części te ulegają podczas wygotowania i rozbierania, zniszczeniu.

Zastosowanie powyższego sposobu dało możność uratowania na pewien czas kotłów wielopaleniskowych.

Należy jeszcze wspomnieć o kotłach wykonywanych przez firmę Höntsch w Poznaniu, które znajdują zastosowanie głównie w ogrodniczych cieplarniach, gdzie są znaczne ilości wszelkiego rodzaju odpadków.

Chciałbym jeszcze zwrócić uwagę, że dla kotłów żeliwnych parowych niskiego ciśnienia nie należy stosować manometrów sprężynowych, ponieważ nie są one w stanie wskazywać należycie wahań w granicach 0,02 do 0,04 — 0,1 *atn*, podczas gdy całe ogrzewanie przeważnie oblicza się i pracuje przy 0,05 wzgl. około 0,1 *atn*.

Prawie każdy manometr sprężynowy po pewnym czasie wskazuje różnicę w porównaniu z kontrolnym manometrem od 0,1 do 0,5 *atn* i więcej.

Należy stosować manometry typu wodnego, które dają możność palaczowi, być pewnym, jakie ciśnienie ma w kotle i czy przy danym ciśnieniu para dochodzi do grzejników.

Zastosowanie manometrów typu wodnego wpływa na oszczędność na paliwie, bo usuwa bezcelowe odparowanie wody bez ciśnienia, co powoduje bardzo często obniżenie poziomu wody w kotle poniżej dopuszczalnego stanu, przy czym o ile woda skroplona w złądzie nie powróci na czas, to kocioł w razie nieuwagi może ulec zniszczeniu.

Należy się starać, ażeby para w kotle posiadała takie ciśnienie, któreby zabezpieczyło również powrót kondensatu do kotła — odnosi się to głównie do urządzeń nienależycie wykonanych i przy grzejnikach położonych na znacznej odległości od kotłowni.

Pozostaje jeszcze powiedzieć kilka słów o kotłowni.

Kotłownię należy wybierać możliwie pośrodku budynku, przy czym pomieszczenie powinno być takie, ażeby koło kotła można było swobodnie obejść, zaś przed kotłami musi być dość miejsca dla umożliwienia przeczyszczania rusztów.

W kotłowniach większych musi być przewidziane urządzenie dla mechanicznego usuwania żużli i popiołu.

Ze względu na nieszczęśliwe wypadki zaczadzenia palaczy, jakie miały niejednokrotnie miejsce, kotłownia powinna posiadać wyciągową wentylację, przy czym przekrój kanału wyciągowego, powinien wynosić conajmniej 25% przekroju kanału kominowego — jednocześnie dopływ świeżego powietrza powinien się odbywać możliwie w tyle kotła, przez otwór stale otwarty i posiadający przekrój odpowiadający połowie wielkości przekroju komina.

Wyciągowy kanał należy prowadzić obok komina, co zabezpieczy stały ruch powietrza.

Kotłownia w pewnych odstępach czasu musi być pobielana, co wpływa dodatnio na samopoczucie palacza i zmusza go do utrzymywania w czystości całości urządzenia.

W czystym i widnym pomieszczeniu, palacz chętnie pracuje i nie stara się czym — prędzej uciec z kotłowni.

Jasna, widna, dobrze pobielona kotłownia o należycie dobranym fachowo ustawionym i zaopatrzonym w odpowiedni osprzęt kotle, jest już obecnie właściwie laboratorium do oszczędnego zużycia paliwa.

Takie kotłownie już mamy i każdy interesujący się zagadnieniem z pożytkiem dla siebie zwiedzić może kotłownie niskoprężnych kotłów żeliwnych:

1) Uniwersytetu Poznańskiego — Gmach Chemii i Anatomii — największa kotłownia w Polsce.

2) Ubezpieczalni Społecznej w Toruniu,

3) Ubezpieczalni Społecznej w Grudziądzu,

4) Dyrekcji Poczt i Telegrafów w Bydgoszczy,

5) Urzędu Pocztowo - Telegraficznego Toruń I.,

6) Urzędu Pocztowo - Telegraficznego Grudziądz I., i innych.

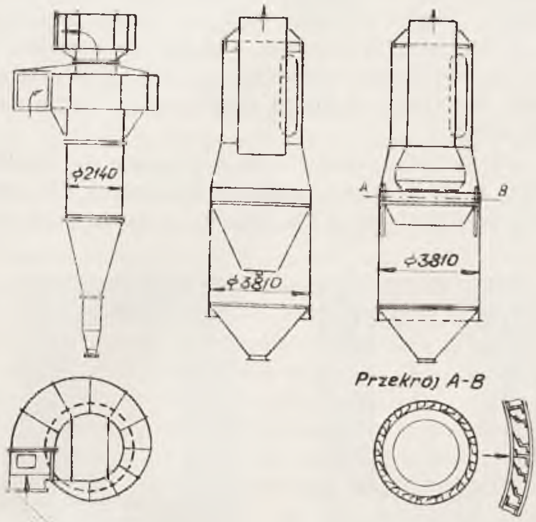
KRONIKA HUTNICZA.

1. Zastosowanie wirowników do wstępnego odpylania gazu wielkopiecowego[1])

Huty amerykańskie stosują do nagrzewania Cowpera gaz tylko wstępnie oczyszczony, to też już przed kilkunastu laty wprowadziły wirowniki do odpylania gazu gardzielowego. Gaz musi uchodzić z gardzieli z ciśnieniem około 600 *mm* H_2O by móc pokonać duże opory wirownika. Wobec przerobu coraz biedniejszych rud wzrosła w Niemczech ilość gazów gardzielowych, a w związku z tym przewody gazu nieodpylonego pracowały z przeciążeniem, więc za tym poszła konieczność wzrostu ciśnienia na gardzieli. Ponieważ równocześnie zaczęto przerabiać miały rudne, wzrosła silnie ilość pyłu, odbijając się ujemnie na pracy odpylania i przewodów. Badania wykazały, że zastosowanie wirowników może przyczynić się do wykorzystania pyłu wielkopiecowego przez segregowanie go według wielkości cząstek, która zależy od składu chemicznego pyłu. Zastosowanie wirowników w piecach do spiekania rud umożliwia nietylko zabezpieczenie okolicy od pyłu, ale także pozwala na oszczędność z punktu widzenia surowcowego. Worki pyłowe oddzielają pył tylko na-

[1]) *C. Popp, Stahl und Eisen, 58 (1938) Nr. 9, str. 224/231.*

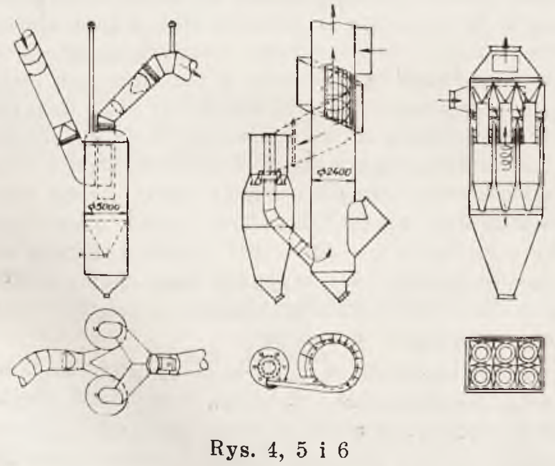
skutek różnic szybkości opadania, podczas gdy wirowniki pracują siłą odśrodkową, a więc dla szybkości v i promienia wirownika r zmienia się siła wydzielająca pył proporcjonalnie do $\frac{v^2}{r}$. Z tego powodu starają się konstruktorzy odpylnic wirowych stosować kilka wirowników równolegle, by dać im małą średnicę.



Rys. 1, 2 i 3

Zwiększenie szybkości gazów wymaga straty ciśnienia: $\Delta P = \eta \cdot \frac{v^2 \cdot \gamma}{2\, g}$ (ΔP — różnica ciśnień, η — wydajność, γ — ciężar właściwy, g — przyśpieszenie ziemskie).

Praktyka potwierdza teorię o tyle, że zwiększenie ciśnienia zmienia się w stosunku do kwadratu

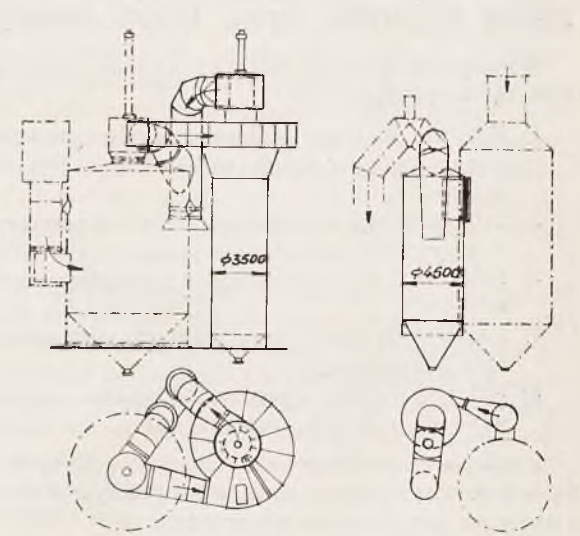


Rys. 4, 5 i 6

przepływu gazu, natomiast wzrost temperatury gazu nie zwiększa zdolności do wydzielania pyłu. Bilans pracy odpylnic wirowych ustawia się nie jako całkowitą wydajność odpylania, lecz wg. pozycyj odnoszących się do różnych wielkości cząstek. Szczególnie w niemieckich warunkach nie zależy na idealnym odpylaniu, lecz na możliwie dokładnym oddzieleniu żelaza od pyłu cynkowego i alkalicznego, by pył żelazny mógł wrócić do wytopu.

Próbowano przerobić worki pyłowe na wirowniki przez styczne doprowadzanie gazu, okazało się jednak, że tworzą się wiry wtórne, które obniżają wydajność odpylania. Wystające łby nitów, źle pomyślane złożenia blach lub klapy wybuchowe mogą już spowodować tworzenie wtórnych, niekorzystnych wirów, a wszelkich nieregularności trzeba zawsze w konstrukcji wirownika unikać. Rys. 1—8 przedstawiają schematy zastosowanych w praktyce wirowników. Buduje się wirowniki odpylające na 60—100 *tys.* m^3/h gazu.

Autor opisuje wirownik wybudowany w r. 1934 w hucie „Henryk" w Hattingen. Przełyk wirownika wynosił 55 000 m^3/h, gaz zawierał pyłu 6—8 g/m^3. W r. 1936 zastosowano ten sam wirownik do odpylania gazu z dwu pieców, podnosząc w ten sposób przepływ gazów do 140 *tys.* $m^3/godz.$ Obserwacje zarówno w Hattingen, jak i na innej hucie wykazały, że w miarę wzrostu przepływu gazów spadek ciśnienia w wirowniku wzrasta w stosunku proporcjonalnym do kwadratu przepływu gazu. W miarę wzrostu zawartości pyłu w gazie zwiększa się stopień działania wirownika. Pył unosi w hucie w Hattingen 38 *kg Fe/t* wytopionej surówki, z czego 33,5 *kg Fe/t* chwyta się w workach pyłowych i wirownikach, oddając powtórnie do wielkiego pieca, a 4,5 *kg/t* pochodzące z suchych odpylnic wyrzuca się na hałdę. Same wirowniki pozwalają zużytkować 19 *kg Fe/t* surówki. Zwiększanie odpylania w wirowniku może się nie opłacać, gdy zwiększeniu odpylania towarzyszy zwiększenie procentu najdrobniejszego pyłu w ogólnej ilości wydzielonej.



Rys. 7 i 8

Praca wirownika zależy bardzo od lokalnych warunków, tak że trzeba starannych studiów na modelach przed zdecydowaniem się na wybór typu i konstrukcji.

2. Nowe wykonanie palnika Stoeckera-Reina [1]).

Palnik do nagrzewnic Cowpera przekonstruowano nie zmieniając podstawowej zasady, bezpieczeństwa przeciwwybuchowego i wspólnej zasuwy dla gazu i powietrza. Główną różnicę stanowi zmiana dmuchawy śrubowej na dmuchawę odśrodkową. O ile dmuchawa śrubowa mogła wytworzyć ciśnienie około 80 *mm* H_2O, o tyle dmuchawę odśrodkową można dać dowolną. Rys. 1 podaje schematycznie konstrukcję nowego palnika. Najlepiej stosować indywidualne dmuchawy dla każdego z palników, jakkolwiek nie jest to konieczne. Straty ciśnienia powietrza są minimalne, gdyż ssanie powietrza z zewnątrz przez powietrze z dmuchawy ma

[1]) *A. Rein, Stahl und Eisen, 58 (1938) Nr. 11, str. 303/4.*

miejsce w całym przekroju pierścieniowym. Drugą zmianę stanowi przewód środkowy, sięgający aż do szybu nagrzewnicy, dzięki któremu mieszanie powietrza z gazem przesuwa się częściowo do szybu, przedłużając i uspokajając płomień. Dzięki prowadzeniu powietrza wgłąb szybu unika się uderzeń i wybuchów nawet w przypadku dużego nadmiaru powietrza, czy gazu. W przypadku unieruchomienia dmuchawy, działa palnik w dalszym ciągu, gdyż komin zasysa pewną ilość powietrza do palnika. Rzecz oczywista że spalanie jest podczas przestoju dmuchawy gorsze, a pewna ilość *CO* uchodzi do komina. I w tym przypadku niema niebezpieczeństwa wybuchu, gdyż w dużej ilości spalin *CO* jest bardzo rozcieńczony, poniżej stężenia wybuchowego. Zastosowanie dmuchawy odśrodkowej pozwala uniknąć hałasu, tak często dokuczliwego podczas pracy wiatrownic o łopatkach śrubowych. Palnik przedstawia jeszcze dalszą korzyść w postaci małej powierzchni, potrzebnej do jego ustawienia.

3. Warunki dokładnego utrzymania temperatury w piecach do obróbki cieplnej lekkich metali[1]).

Wymagania podczas obróbki cieplnej stopów lekkich są następujące:

1) Możliwie dokładny i niezależny od czynników zewnętrznych pomiar temperatury i jej regulacja.
2) Zabezpieczenie od przekroczenia temperatury w przypadku uszkodzenia pieca.
3) Należyte umiejscowienie termoelementów w piecu.
4) Konstrukcja pieca, gwarantująca równomierność temperatury.
5) Należyty wybór sposobu oddawania ciepła wsadowi o małym promieniowaniu.

Konieczność zastosowania wskaźników i regulatorów o dużym własnym oporze wewnętrznym wykazuje autor na następującym przykładzie:

Opór wewnętrzny przyrządu	60 Ω
Opór nominalny termoelement + przewód .	2 Ω
Rzeczywisty opór termoelementu + przewodu w pracy	5 Ω
Temperatura rzeczywista	550° *C*
Napięcie termoelektryczne	26,5 *mV*

Prąd dla oporu nominalnego wyniesie

$$J_1 = \frac{26,5}{62} = 0.428 \, mA$$

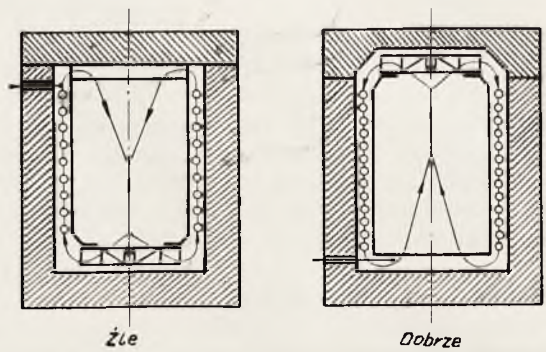
Prąd dla oporu rzeczywistego wyniesie

$$J_2 = \frac{26,5}{65} = 0,408 \, mA$$

Błąd $\frac{J_1}{J_2} - 1 = \frac{0,428}{0,408} - 1 = 5\,\%$, co odpowiada dla $500^0\,C$ — $25^0\,C$.

Dobry regulator musi mieć wystarczającą czułość na zmiany napięcia. Dobre wskaźniki mają czułość 0,1 % wartości końcowej na skali, a więc w przyrządach o skali 20° do 600° *C* — 0,6°. Jeżeli ta czułość nie wystarcza trzeba stosować wskaźniki kompensacyjne o dokładności i czułości $^1/_3{}^0\,C$. Zazwyczaj jednak niedokładności regulacji pochodzą od innych przyczyn, którym autor poświęca przytoczone niżej rozważania. Położenie początkowe wskazówki miliwoltomierza należy sprawdzać conajmniej co 2-gi lub 3-ci dzień. Wskazówka, podwieszona na cienkiej nici metalowej zmienia swoje położenie początkowe zależnie od temperatury otoczenia, które wpływa też i na opór cewki sterującej. Błąd cewki jest znikomy, jeżeli cewka ma duży opór, niemniej jednak choćby ze względu na wpływ temperatury podwieszenia wskazówki trzeba chronić wskaźnik od zmian temperatury i promieniowania pieca.

Do pomiaru temperatur w piecach do obróbki cieplnej stopów lekkich stosuje się niemal wyłącznie termoelementy żelazo - konstantan. Użycie termometrów oporowych narazie jest ryzykowne w obecnym stanie techniki budowy tych przyrządów. Dla dokładności pomiaru temperatury zaleca autor umieszczanie zimnych końców termoelementu w termostacie, utrzymującym temperaturę o kilkadziesiąt stopni wyższą od temperatury średniej rocznej otoczenia np. 40—60° *C*. Jeżeli wbudowuje się termostat w już istniejącą instalację, należy zmienić punkt początkowy skali wskaźnika. Termoelementy żelazo-konstantan mają współczynnik 0,9 dla temperatury zimnych końców. Jeżeli więc np. zastosowano termostat o temp. 40° *C*, trzeba ustawić wskazówkę na $0,9 \times 40 = 36^0\,C$, jeżeli skala była od 0°, a na $0,9 \times (40 - 20) = 18^0\,C$ jeżeli wskaźnik był cechowany od 20° *C*. W przypadku uszkodzenia termostatu trzeba odpowiednio przestawiać początkowe początkowe położenie wskazówki.



Rys. 1

Autor podkreśla ważność wpływu głębokości zanurzenia termoelementu w piecu i wyboru punktu pomiaru temperatury. Głębokości zanurzenia termoelementów należy stosować możliwie duże, by wpływ przewodnictwa cieplnego drutów termoelementu nie odbijał się przez obniżenie temperatury „gorącego końca" na pomiarze i regulacji temperatury. Autor zwraca uwagę na sposób umieszczenia termoelementów w piecach z wewnętrznymi wiatrakami. W tych piecach (por. rys. 1) trzeba umieścić termoelement w miejscu, w którym gorące powietrze wpływa do pieca.

Ze względu na taniość nieszlachetnych termoelementów można pracować bez osłon, wymieniając często termoelementy. Osłona bardzo silnie zmniejsza czułość regulacji i dokładność pomiaru temperatury, szczególnie w momentach szybkich zmian temperatury. Ze względu na zmiany siły termoelektrycznej, w miarę czasu pracy, należy w piecach przewidywać otwory na dodatkowe termoelementy do sprawdzania termoelementem kontrolnym w miejscu, gwarantującym nie-

[1]) *L. Moennich, Zeitschrift für die Metallkunde, 30 (1938), No 1, str. 17/21.*

zmienność temperatury. Tolerancja dokładności dobrych wskaźników wynosi $\pm$ 0,3 — 0,5 %, dobrych termoelementów $\pm$ 1,5 %, a więc w najgorszym wypadku w przypadku termoelementów żelazo-konstantan, pracujących do 900° błąd może wynosić $0{,}015 . 900 + 0{,}005 \times 900^0 = \pm 16{,}5^0$ C. W praktyce firmy, wyrabiające przyrządy nie wykorzystują tolerancji całkowicie, a dobór wskaźników i termoelementów o błędzie w przeciwnym kierunku pozwala w praktyce utrzymać błąd w granicach $\pm 5^0$ C. Rzeczą prowadzącego i budującego piec jest takie rozwiązanie instalacji, by błąd był zawsze stały, a wtedy praktycznie dochodzi się do dobrych wyników, gdyż jakkolwiek wskazanie temperatury nie jest ścisłe, to jednak zawsze takie same, a zatem można podczas obróbki cieplnej stale odtwarzać warunki, które doprowadzają materiał do żądanego stanu.

Celem zabezpieczenia wsadu od nadtopienia naskutek uszkodzenia termoelementu lub wyłącznika stosuje się przekaźniki do wyłączania prądu w piecu, które to przekaźniki uruchamia wskazówka galwanometru opadając do położenia zerowego (przerwa termoelementu) lub po przekroczeniu maksimum o pewną wielkość. Ponieważ automat wyłączający może się zaciąć, jest najlepiej, gdy piec ma przewód zerowy z dodatkowym automatem, sterowanym przez przekaźnik nadmaksymalny. Zapieczenie się automatu zabezpieczającego jest mało prawdopodobne ze względu na jego rzadkie uruchamianie Za najlepsze rozwiązanie uważa autor wyposażenie pieca w dwa regulatory, z których drugi włącza się, gdy pierwszy ulegnie uszkodzeniu. Termostaty powinny mieć lampy sygnałowe świecące, gdy termostat działa, lub jeszcze lepiej termometry kontaktowe, uruchamiające sygnały alarmowe. Jeżeli regulator nie ma wbudowanego urządzenia samopiszącego, trzeba mieć osobny aparat samopiszący o dużym oporze, aby nie wpływało jego odłączenie na pomiar np.:

Opór obwodu pomiarowego	10 Ω
Opór regulatora	500 Ω
Opór aparatu piszącego	100 Ω
Temperatura	500° C
Napięcie na zaciskach aparatów	26,5 mV

Napięcie z aparatem piszącym

$$E_1 = 26{,}5 - \frac{26{,}5}{10 + \dfrac{500 \,.\, 100}{500 + 100}} \cdot 10 = 23{,}66\ mV$$

Napięcie bez aparatu piszącego

$$E_2 = 26{,}5 - \frac{26{,}0}{10 + 500} \cdot 10 = 25{,}98\ mV$$

$$\text{Błąd:}\quad 1 - \frac{E_2}{E_1} = \frac{25{,}98}{23{,}66} = 10\,\% = 50^0\ C$$

Gdy aparat samopiszący ma opór 500 Ω błąd maleje do 2 %.

Omawiając piece z wewnętrznym wiatrakiem wskazuje autor na korzyści, płynące z dużej szybkości ruchu powietrza, wewnątrz pieca, a mianowicie brak martwych przestrzeni nieruchomych (wiry) i lepszą wymianę ciepła przez konwekcję, a zatem szybsze ogrzewanie wsadu do żądanej temperatury. Wiatraki lepiej stosować odśrodkowe, jak śrubowe, ponieważ trzeba wytworzyć duże ciśnienia by pokonać opór przepływu przez ściśle ułożony wsad. Sposób ułożenia wsadu gra dużą rolę, gdyż trzeba dbać o to, by ogrzewane przedmioty mogły być z wszystkich stron omywane przez przepływające powietrze, a więc trzeba przeloty dawać mniej więcej równe.

Autor przypisuje piecom z kąpielami solnymi że szybciej ogrzewają wsad, ale zwraca uwagę na to, że nie zawsze jest to techniczne ważne, a czasem nie da się wykorzystać, gdy obsługa zmiany wsadu wymaga dłuższego czasu przebywania w piecu, jak względy metalurgiczne. Piece z wiatrakiem wewnętrznym są bezpieczniejsze, omijają wydatek na kąpiele, nie zanieczyszczają wsadu i pracowni, jak piece solne, są mniej bezwładne i mają lepszą sprawność cieplną, jak piece solne, to też zyskują coraz więcej zastosowań.

GŁOSY PRASY.

Dymna zasłona.

Nie możemy odmówić sobie przyjemności podania do wiadomości naszych czytelników poniższego sprawozdania, jakie w tak aktualnej obecnie sprawie walki z zadymianiem miast drukuje angielski tygodnik polityczny *Cavalcade* w zeszycie swym z dnia 23 kwietnia b. r. Zarówno forma i objętość jak i treść tego sprawozdania jest klasycznym przykładem techniki informowania szerokiej publiczności o bieżących sprawach technicznych. Pogląd bardzo zbliżony do angielskiego pisma zamieściliśmy w Technice Cieplnej (por rocznik 1935, str 70). Oświadczyliśmy tam mianowicie, że „jedynym orężem skutecznym w generalnej walce z dymem może być tylko zapewnienie osiedlom miejskim taniego gazu, taniego koksu lub taniego prądu elektrycznego".

Podróżny zbliżający się do Londynu lub do innego wielkiego miasta w odległości kilkudziesięciu kilometrów od celu podróży pozostawia po za sobą czyste i świeże powietrze by znaleźć się we wznoszącej się wysoko zasłonie dymnej. Od strony miasta zasłona ta bywa niewidzialna i jej obecność idzie nieraz w zapomnienie.

Głównym winowajcą tej zasłony jest węgiel kamienny, który już w wieku XIII został zastosowany jako paliwo. Związane z tym a wciąż wzrastające zadymienie osiedli spowodowało jednak tak gwałtowne wybuchy niezadowolnienia ludności, że w r. 1306 zakazano w Anglii stosowania węgla jako paliwa. Skuteczna walka ludności ze stosowaniem tej „piekielnej, zawierającej siarkę a pochodzącej z podziemi substancji" trwała aż do 1648 roku. Wówczas odczuto po raz pierwszy wyniszczenie lasów w pobliżu większych miast. Okoliczność ta wraz ze wzrastającym uprzemysłowieniem Anglii zmusiła do korzystania z węgla kamiennego z powrotem. Plaga zadymienia i zaśmiecenia wzrosła.

Dzięki usprawnieniu palenisk i ich obsługi oraz zastosowaniu bardzo kosztownych aparatów do czyszczenia gazów ulatniających się z kominów fabrycznych zaśmiecenie okolicy takich przemysłowych instalacji

udało się zredukować o 75%, zmniejszając w tym stosunku ilość osadów wydzielanych wraz z gazami przez kominy fabryczne. Pomimo to koszt naprawy i konserwacji zabudowań podwoił się w stosunku do czasów dawniejszych, a deprecjacja materiałów i towarów składowanych, związana z zanieczyszczeniem atmosfery w osiedlach miejskich, obniża ich wartość co najmniej o 15%. Ogólne straty Anglii spowodowane zanieczyszczeniem atmosfery obliczane są na Ł 50 000 000 w stosunku rocznym.

Ponadto przysłanianie światła słonecznego przygotowuje grunt dla choroby angielskiej (krzywicy) u niedostatecznie dożywianych dzieci, a zawarte w gazach kominowych związki siarki powodują powstanie i rozwój chorób płucnych. Przepojona dymem mgła unosząca się nad Belgią doprowadziła niedawno narówni z trującymi gazami do wypadków masowego zatrucia.

Zanieczyszczenie atmosfery w Anglii bada 115 stacji, pracujących w porozumieniu z Instytutem Badań Naukowych i Przemysłowych (Departament of Scientific and Industrial Research). Na podstawie wyników prac tych stacji ustalono, że ilość osadów zmienia się w ciągu dnia od minimum występującego wczesnym rankiem do wartości szczytowej ok. godz. 11 oraz we wczesnych godzinach wieczornych, po czym, po godz. 21 znowu spada. Największe nasilenie zanieczyszczeń przypada przeto na godziny, kiedy czynne są nietyle fabryki ile ogniska domowe (kuchnie).

W okolicach Londynu, który w warunkach angielskich jest miastem przeciętnym na powierzchni każdej mili kwadratowej osiada rocznie około 400 ton osadów pochodzących ze spalania węgla, a składających się w 1% z substancji smołowych, w 15%—z sadzy, w 30%—z grysika, oraz w ok. 10% — ze związków siarki. Okolice takich miast jak Birmingham, Edinburgh i Liverpool znajdują się w gorszej od Londynu sytuacji.

Wzrastające powoli zastosowanie gazu, elektryczności i bezdymnego paliwa redukuje w pewnym stopniu skutki spalania węgla kamiennego. Głównym źródłem zanieczyszczenia atmosfery są jednak paleniska gospodarstw domowych. Dopóki węgiel będzie najtańszym opałem masowym, stan dzisiejszy nie ulegnie zmianie.

Następny Zeszyt Techniki Cieplnej ukaże się dn. 25 lipca